

DLR-IB-AT-KP-2019-159

**Analyse konventioneller
Antriebssysteme und
Entwicklungspotenziale von
Fluggasturbinen im zivilen Luftverkehr**

Masterarbeit

Marius Geilich



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iv
Tabellenverzeichnis	vi
Formelverzeichnis	vii
Abkürzungsverzeichnis	vii
Lateinische Buchstaben	viii
Griechische Buchstaben	ix
Indizes.....	ix
1. Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung und Zielsetzung	1
1.2 Methodisches Vorgehen und Aufbau der Arbeit.....	2
2. Grundlagen.....	4
2.1 Hintergrund zu Fluggasturbinen.....	4
2.1.1 Der Gasturbinenprozess.....	4
2.1.2 Einteilung der Fluggasturbinen	5
2.2 Funktionsweise des Turbofans	7
2.2.1 Aufbau des Turbofans	7
2.2.2 Designparameter von Turbofans	9
2.2.3 Leistungskennzahl von Turbofans	12
2.3 Performancerechnung mit GTlab	16
2.4 Sensitivitätsanalyse nach der Morris Methode	20
3. Analyse aktueller Turbofans	22
3.1 Das V2500 als Basistriebwerk	22
3.1.1 Hintergrund zur V2500 Triebwerksfamilie.....	22
3.1.2 Design und Aufbau des V2500-A5	23
3.2 Studien der Designparametern des V2500-A5.....	24
3.2.1 Ziel und Vorgehensweise der Studien	24

3.2.2 Einflüsse von BPR und FPR.....	27
3.2.3 Einflüsse von OPR und T4	29
3.2.4 Auswirkungen auf die aerodynamische Belastung	32
3.3 PW1000G als Triebwerk der aktuellen Generation	35
3.3.1 Hintergrund zur PW1000G-Triebwerksfamilie	35
3.3.2 Design und Aufbau des PW1100G-JM.....	36
3.4 Sensitivitätsanalysen.....	38
4. Projektierung konventioneller Turbofans	42
4.1 Entwicklung der Triebwerksmodelle.....	42
4.2 Verbesserungen der Triebwerkskomponenten	44
4.2.1 Fan	44
4.2.2 Verdichter	46
4.2.3 Turbine	48
4.2.4 Brennkammer	51
4.3 Entwicklungspotenzial auf Triebwerksebene	51
4.3.1 Analyse der Spannweiten in den Annahmen	51
4.3.2 Analyse des Entwicklungspotenzials konventioneller Turbofans	55
5. Diskussion der evolutionären Technologien	61
5.1 Entwicklung der Wirkungsgrade von Turbofans	61
5.2 Installationseffekte	66
5.3 Auswirkungen auf Nicht-CO ₂ -Emissionen.....	68
5.4 Ungenauigkeiten und Grenzen der Modellierung	70
6. Diskussion von revolutionären Technologien	71
6.1 Einteilung der revolutionären Technologien	71
6.2 Veränderung des Gasturbinenprozesses.....	71
6.2.1 Zwischenkühler und Rekuperator	71
6.2.2 Composite Cycle	74

6.3 Veränderung der Vortriebsgenerierung.....	76
6.3.1 Gegenläufige Fanrotoren.....	76
6.3.3 Boundary Layer Ingestion und Distributed Propulsion.....	78
6.4 Veränderung der Energiespeicherung und –Umwandlung.....	80
6.4.1 Alternative Kraftstoffe	80
6.4.2 Elektrische Antriebe.....	83
7. Fazit.....	87
Literaturverzeichnis	90
Anhang	96
Anhang A: Leistungsdaten des V2500-A5 Modells	96
Anhang B: Approximation der benötigten Kühlluftmenge für eine zweistufigen HPT	98
Anhang C: Approximation des Kühlluftinflusses auf den Wirkungsgrad einer zweistufigen Turbine	101
Anhang D: Leistungsdaten des PW1100G-JM Modells	104
Anhang E: Leistungsdaten des konservativem Triebwerksmodells für das Technologieniveau 2050	106
Anhang F: Leistungsdaten des optimistischen Triebwerksmodells für das Technologieniveau 2050	108
Anhang G: Leistungsdaten der hypothetischen Triebwerksmodelle	110

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ts-Diagramm des idealen, geschlossenen Joule-Prozesses und des realen, offenen Gasturbinen-Prozess.....	5
Abbildung 2: Schematische Darstellung der Zusammenhänge von Fluggeschwindigkeit und Vortriebswirkungsgrad bei Fluggasturbinen	6
Abbildung 3: Schematische Darstellung des Aufbau eines Turbofans	7
Abbildung 4: Zweiwellige und Dreiwellige Turbofanarchitekturen.....	7
Abbildung 5: Nummerierung der Ebenen eines Turbofans	9
Abbildung 6: Entwicklung der Wirkungsgrade von Turbofans.....	15
Abbildung 7: Beispielkennfeld aus dem GTlab-Modell des V2500-A5.....	18
Abbildung 8: GTlab-Modell des PW1100G-JM zur Performancerechnung.....	19
Abbildung 9: Schnittzeichnung des V2500-A5.....	23
Abbildung 10: Kurvenschar der BPR-FPR Studie.....	27
Abbildung 11: Kurvenschar der OPR-T4Studie	31
Abbildung 12: Schematischer Vergleich eines PW1000G mit einem DDTF	36
Abbildung 13: Schnittzeichnung des PW1100G-JM	36
Abbildung 14: Sensitivitäten der Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM	38
Abbildung 15: Anteile der Designparameter an der Performanceverbesserung	40
Abbildung 16: GTlab-Modell für Turbofans des Technologieniveaus 2050	43
Abbildung 17: Anteile der Designparameter an dem Performanceunterschied zwischen dem konservativem und dem optimistischen Modell	53
Abbildung 18: Anteile der Designparameter an dem Performanceunterschieden zwischen dem Modell des PW1100G-JM und dem konservativen und optimistischen Modell.....	57
Abbildung 19: Entwicklung des thermischen Wirkungsgrades und des Vortriebswirkungsgrades.....	62
Abbildung 20: Einfluss der Massenänderung eines Triebwerks auf dem Kraftstoffverbrauch.....	67
Abbildung 21: Einfluss von Wärmetauschern auf die Thermodynamik eines Gasturbinenprozess im Ts-Diagramm.....	72
Abbildung 22: Thermodynamische Vorteile des Composite Cycle im Ts-Diagramm	74
Abbildung 23: Antriebsmöglichkeiten für einen gegenläufige Fan	76
Abbildung 24: Idealisierte Darstellung der Vorteile durch BLI.....	79

Abbildung 25: Relativer Kühlmitteldurchsatz in HPT-Stufen	98
Abbildung 26: Relativer Kühlmitteldurchsatz in den Rotoren von HPT-Stufen	98
Abbildung 27: Mittlerer Einfluss der Kühlluft auf den Wirkungsgrad	101

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Ausgewählte Designparameter des Modells des V2500-A5	24
Tabelle 2: Ausgewählte Performancewerte des Modells des V2500-A5	24
Tabelle 3: Gleichungssystem der BPR-FPR Studie in Variante A	26
Tabelle 4: Ergebnisse der BPR-FPR Studie des V2500-A5 Modells	29
Tabelle 5: Ergebnisse der OPR-T4 Studie des V2500-A5 Modells.....	32
Tabelle 6: Auswertung der Enthalpiekennzahlen in den beiden Studien	33
Tabelle 7: Ausgewählte Designparameter des Modells des PW1100G-JM.....	37
Tabelle 8: Ausgewählte Performancewerte des Modells des PW1100G-JM.....	37
Tabelle 9: Annahmen zum Fan und Bypasskanal für das Technologieniveau 2050.	45
Tabelle 10: Annahmen zum Verdichterstrang für das Technologieniveau 2050	48
Tabelle 11: Annahmen zum Turbinenstrang für das Technologieniveau 2050	50
Tabelle 12: Annahmen zur Brennkammer für das Technologieniveau 2050	51
Tabelle 13: Performancekennzahlen der Triebwerksmodelle des Technologieniveaus 2050	52
Tabelle 14: Vergleich der Modelle des Technologieniveaus 2050 mit dem PW1100G- JM Modell.....	56
Tabelle 15: Hypothetische Triebwerksmodelle	64
Tabelle 16: Trading Faktoren für SFC und Triebwerksmasse	66
Tabelle 17: Einteilung der elektrischer Antriebe	84
Tabelle 18: Performancedaten des V2500-A5 Modells	96
Tabelle 19: Performancedaten des PW1100G-JM Modells.....	104
Tabelle 20: Performancedaten des konservativen Modells für das Technologieniveau 2050	106
Tabelle 21: Performancedaten des optimistischen Modells für das Technologieniveau 2050	108
Tabelle 22: Performancedaten der vom optimistischen Modell abgeleiteten hypothetischen Triebwerksmodelle	110

Formelverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

ACARE	Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe
BK	Brennkammer
BPR	Bypassverhältnis (engl.: Bypass Ratio)
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CR	Cruise Betriebspunkt
DDTF	Getriebeloser Turbofan (engl.: Direct Drive Turbofan)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.
EIS	Markteinführung (engl.: Entry Into Service)
EoF	End of Field Betriebspunkt
FPR	Fandruckverhältnis (engl.: Fan Pressure Ratio)
HPC	Hochdruckverdichter (engl.: High Pressure Compressor)
HPT	Hochdruckturbine (engl.: High Pressure Turbine)
IAE	International Aero Engines AG
ICAO	International Civil Aviation Organization
ICD	Verdichterzwischenkanal (engl.: Inter Compressor Duct)
IPC	Mitteldruckverdichter (engl.: Intermediate Pressure Compressor)
ISA	Internationale Standardatmosphäre
IPT	Mitteldruckturbine (engl.: Intermediate Pressure Turbine)
ITD	Turbinenzwischenkanal (engl.: Inter Turbine Duct)
LDI	Lean Direct Injection Brennkammertechnologie
LPC	Niederdruckverdichter (engl.: Low Pressure Compressor)
LPT	Niederdruckturbine (engl.: Low Pressure Turbine)
LTO	Standardisierter Landung und Take-Off Zyklus
MLDI	Multipoint Lean Direct Injection Brennkammertechnologie
MTO	Maximum Take-Off Thrust Betriebspunkt
NO _x	Stickoxide
OPR	Gesamtdruckverhältnis (engl.: Overall Pressure Ratio)
RQL	Rich Burn, Quick Quench, Lean Burn Brennkammertechnologie
SO _x	Schwefeloxide
T4	Turbineneintrittstemperatur
TEC	Turbinenaustrittsgehäuse (engl.: Turbine Exit Case)

ToC	Top of Climb Betriebspunkt
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (engl.: Unburned Hydrocarbons)

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
CFG	–	Schubkoeffizient einer Düse (engl.: Gross Thrust Coefficient)
F_D	N	Schubwiderstand
F_G	N	Bruttoschub
F_N	N	Nettoschub
FAR	–	Kraftstoff-Luft-Verhältnis (engl.: Fuel to Air Ratio)
GR	–	Getriebeverhältnis (engl.: Gear Ratio)
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
H	m	Flughöhe
$H_{u,F}$	MJ/kg	Unterer Heizwert des Kraftstoffs
$LSBH$	mm	Schaufelhöhe in der letzten Verdichterstufe (engl.: Last Stage Blade Height)
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_{Air}	kg/s	Luftmassenstrom am Triebwerkseintritt
$\dot{m}_{cool,rel}$	–	Relativer Kühlluftmassenstrom bezogen auf den Eintrittsmassenstrom in den Hochdruckverdichter
\dot{m}_F	kg/s	Kraftstoffmassenstrom
\dot{m}_{korr}	kg/s	Auf Normalbedingungen korrigierter Massenstrom
Ma	–	Machzahl
n	–	Anzahl
N	$1/s$	Drehzahl
p	Pa	Totaldruck
p_s	Pa	Statischer Druck
P	W	Leistung
P_{ex}	W	Leistungsabfuhr an einer Welle
PLC	–	Druckverlustkoeffizient (engl.: Pressure Loss Coefficient)
r	m	Radius
s	$\frac{J}{kg\ K}$	Spezifische Entropie

SFC	$\frac{g}{kN \cdot s}$	Schubspezifischer Kraftstoffverbrauch (engl.: Specific Fuel Consumption)
T	K	Totaltemperatur
T_s	K	Statische Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
y	J/kg	Spezifische Druckänderungsarbeit

Griechische Buchstaben

κ	—	Isentropenexponent
η	—	Wirkungsgrad
η_{is}	—	Isentroper Wirkungsgrad
η_m	—	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{pol}	—	Polytroper Wirkungsgrad
η_{Prop}	—	Vortriebswirkungsgrad
η_{Th}	—	Thermischer Wirkungsgrad
η_{Th}^*	—	Thermischer Wirkungsgrad des Kerntriebwerks
η_{Total}	—	Gesamtwirkungsgrad
η_{Trans}	—	Transmissionswirkungsgrad
Π	—	Druckverhältnis
ψ	—	Enthalpiekennzahl

Indizes

0	Umgebung, Flugbedingungen
1	Triebwerkseintritt
2	Faneintritt
2.1	Boostereintritt
2.4	Booster Austritt
2.5	Hochdruckverdichtereintritt
3	Hochdruckverdichteraustritt
3.1	Brennkammereintritt
4	Brennkammeraustritt / Hochdruckturbineneintritt
4.4	Hochdruckturbinenaustritt
4.5	Niederdruckturbineneintritt

5	Niederdruckturbinenausstritt
6	Mischung von Bypassstrom und Kernstrom
9	Austritt der Kerntriebwerksdüse
13	Fanaustritt im Bypasskanal
16	Eintritt der Bypassdüse
19	Austritt der Bypassdüse
Byp	Bypass
Core	Kerntriebwerk
Ducts	Strömungskanäle im Turbofan
Fan,a	Äußerer Bereich des Fans, der in den Bypass übergeht
Fan,i	Innerer Bereich des Fans, der in das Kerntriebwerk übergeht
HP	Hochdruckwelle
id	Ideal
in	Eintritt
is	Isentrop
LP	Niederdruckwelle
m	Mittlerer Wert
Nozzle	Schubdüse
out	Austritt
pol	Polytrop
St	Stufe eines Verdichters oder einer Turbine
T	Turbine
tip	Schaufelspitze
tot	total
Turbo	Turbokomponenten des Turbofans
V	Verdichter
Var	Variable

1. Einleitung

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Die Auswirkungen des Flugverkehrs auf das weltweite Klima rücken in Zeiten aufkommenden „Flugschams“ immer weiter in die öffentliche Debatte. Aktuell hat die zivile Luftfahrt einen Anteil von ca. 2% an den weltweiten CO₂-Emissionen [1]. Die Emissionen anderer Treibhausgase wie den Stickoxiden (NO_x) kommen zusätzlich noch hinzu. Da eine jährliche Steigerung des Flugaufkommens um etwa 5% erwartet wird [2], ist absehbar, dass ohne drastische Veränderungen die Menge der ausgestoßenen Emissionen in den nächsten Jahrzehnten weiter zunehmen wird.

Zur Reduzierung der Umwelteinflüsse wird viel daran gearbeitet, die Effizienz des Gesamtsystems Flugzeug zu verbessern. Das Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe (ACARE) hat sich zum Ziel gesetzt, bis zum Jahr 2050 die CO₂-Emissionen pro geflogenem Passagierkilometer um 75% gegenüber einem typischen neuen Flugzeug aus dem Jahr 2000 zu reduzieren [3]. Weitere Ziele zur Reduktion der Flugzeugemissionen sind die Verringerung der NO_x-Emissionen um 90% und des wahrgenommenen Lärms um 65% bis 2050.

Einen großen Anteil dieser Einsparungen soll durch Verbesserungen der Triebwerkstechnologie erreicht werden. Seit Einführung der Fluggasturbinen in den 1960er Jahren hat sich die Effizienz der Flugtriebwerke bereits deutlich gesteigert. Wichtige Schritte dafür waren der Umstieg von Turbojets auf Turbofans, die kontinuierliche Erhöhung des Bypassverhältnisses und des Gesamtdruckverhältnisses der Turbofans sowie zuletzt die Einführung des ersten Getriebeturbofans im Jahr 2016. Es ist allerdings abzusehen, dass die weiteren Verbesserungsmöglichkeiten des konventionellen Turbofans begrenzt sind. Unklar ist nur, wo diese Grenze liegt.

Neben der evolutionären Verbesserung der bewährten Technologie stehen auch revolutionäre Veränderungen der Flugantriebe zur Debatte. So berichten zum Beispiel die Medien in den letzten Jahren immer wieder über die Möglichkeiten des elektrischen Fliegens. Die Potenziale anderer Technologien wie mantellose Fanrotoren in Open Rotor Triebwerken oder die Integration von Wärmetauschern in das Kerntriebwerk sind der Forschung schon lange bekannt, konnten aber noch nicht zur Marktreife geführt werden.

Das Ziel dieser Arbeit ist es zum einen, aktuelle Turbofans zu analysieren und eine Aussage darüber treffen zu können, welche Designveränderungen den größten Anteil an der Performanceverbesserung haben. Darauf aufbauend sollen die weiteren Verbesserungsmöglichkeiten von konventionellen Triebwerkstechnologien untersucht werden, um eine Abschätzung über die evolutionären Entwicklungspotenziale zu ermöglichen. Zuletzt sollen den Entwicklungsmöglichkeiten der evolutionären Verbesserung der Triebwerkstechnologie die Potenziale einiger revolutionärer Ansätze zur Triebwerksverbesserung gegenübergestellt werden.

1.2 Methodisches Vorgehen und Aufbau der Arbeit

Um diese Ziele zu erreichen, sollen zunächst in Kapitel 2 einige Grundlagen erläutert werden. Angefangen mit einem kurzen Überblick über Fluggasturbinen werden im Anschluss der Aufbau, die Funktionsweise und Leistungskennzahlen des Turbofans behandelt. Darauf folgen kurze Erläuterungen zur Performancesimulation und dem Programm GTlab, mit dem die Triebwerkssimulationen in dieser Arbeit durchgeführt wurden, sowie zu der Morris Methode, einem numerischen Verfahren zur Sensitivitätsanalyse, welches an mehreren Stellen in dieser Arbeit verwendet wurde.

In Kapitel 3 werden die Entwicklungen des Turbofans in den letzten 25 Jahren an Hand eines Vergleichs zweier Triebwerke analysiert. Als Basistriebwerk für diesen Vergleich wurde das V2527-A5 ausgewählt, welches 1993 in den Markt eingeführt wurde und zu der erfolgreichen Triebwerksfamilie des V2500 gehört. Nach kurzen Erläuterungen zu dem Hintergrund der Triebwerksfamilie V2500 und zu dem Design und Aufbau des V2500-A5 werden zwei Studien vorgestellt, mit denen die Einflüsse von vier wichtigen Designparameter auf die Performance eines Turbofans untersucht werden. Anschließend wird das Vergleichstriebwerk der modernsten Triebwerksgeneration vorgestellt. Hierzu wurde das PW1133G-JM ausgewählt, welches bei seiner Markteinführung im Jahr 2016 der erste moderne Getriebeturbobfan war. Auch hier werden der Hintergrund der PW1000G Triebwerksfamilie sowie der Aufbau und das Design des PW1100G-JM kurz vorgestellt, wobei die Unterschiede im Design zum V2500-A5 hervorgehoben werden. Durch eine Sensitivitätsanalyse mit der Morris Methode werden anschließend die Einflüsse der Designunterschiede zwischen den beiden Triebwerksmodellen auf die Triebwerksperformance analysiert.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus dem Kapitel 3 werden in Kapitel 4 die weiteren Entwicklungsmöglichkeiten konventioneller Turbofans analysiert. Hierzu wurden zwei Triebwerksmodelle mit Technologieniveau des Jahres 2050 entwickelt. In dem einen Modell wurden konservative Annahmen und in dem anderen Modell optimistische Annahmen zu den Verbesserungen der Komponententechnologien bis zum Jahr 2050 angenommen. Vor einer Analyse der Modelle auf Triebwerksebene werden zunächst ausführlich die Annahmen auf Komponentenebene vorgestellt, die den beiden Modellen zu Grunde liegen. Durch einen Vergleich der beiden Triebwerksmodelle wird anschließend untersucht, welchen Einfluss die unterschiedlichen Annahmen der beiden Modelle auf die Performance der Triebwerke haben. Darauf aufbauend werden die weiteren Entwicklungsmöglichkeiten durch einen Vergleich der Modelle mit dem PW1100G-JM untersucht. Dabei wird herausgearbeitet, welchen Einfluss die einzelnen Komponentenverbesserungen an dem Entwicklungspotenzial haben.

Die Ergebnisse der Analysen für evolutionäre Technologien werden in Kapitel 5 diskutiert. Hierbei werden zunächst die Entwicklungen des thermischen Wirkungsgrades und des Vortriebswirkungsgrades betrachtet. Dem folgt eine Erörterung der Installationseffekte durch Veränderungen des Triebwerksgewichts. Zusätzlich werden die Effekte der zukünftigen Triebwerkstechnologien auf verschiedene Nicht-CO₂-Emissionen diskutiert. Zuletzt werden die Ungenauigkeiten und die Grenzen der analysierten und entwickelten Modelle aufgezeigt.

Anschließend werden in Kapitel 6 eine Reihe von revolutionären Technologien für eine mögliche Verbesserung von zukünftigen Flugtriebwerken vorgestellt. Hierzu werden auf Basis einer Literaturrecherche zu jeder Technologie das Konzept vorgestellt, mögliche Herausforderungen der Technologie erörtert und eine Einschätzung über das Potenzial gegeben. In dem abschließenden Fazit in Kapitel 7 werden alle Ergebnisse zusammengefasst.

2. Grundlagen

2.1 Hintergrund zu Fluggasturbinen

2.1.1 Der Gasturbinenprozess

Fluggasturbinen zählen zu den Gasturbinen, genauer genommen zu den luftatmenden offenen Gasturbinen. Wie bei allen Gasturbinen dient auch bei den Fluggasturbinen der ideale, geschlossene Joule-Prozess als Vergleichsprozess.

Bei dem idealen, geschlossenen Joule-Prozess wird zunächst ein Arbeitsgas von den Ausgangsbedingungen in einem Verdichter isentrop und adiabat auf einen höheren Druck verdichtet (1-2). Anschließend wird dem verdichteten Arbeitsgas isobar Wärme zugeführt (2-3). Das heiße, verdichtete Arbeitsgas wird dann in einer Turbine wieder isentrop und adiabat auf den Ausgangsdruck entspannt (3-4). Zuletzt wird dem Arbeitsgas isobar bis zur Ausgangstemperatur Wärme entzogen (4-1). Die mechanische Leistung der Turbine, die nach Abzug der für den Betrieb des Verdichters benötigten Leistung übrig bleibt, ist der Nutzen des geschlossenen Joule-Prozess. Der Aufwand hierfür ist die Wärme, die zwischen dem Verdichter und der Turbine zugeführt wird. Das Verhältnis aus Nutzleistung und der zugeführten Wärme ist der thermische Wirkungsgrad eines Joule-Prozess.

Reale Fluggasturbinen unterscheiden sich in mehrerer Hinsicht von dem idealen Vergleichsprozess. Im Gegensatz zum geschlossenen Joule-Prozess sind Fluggasturbinen keine geschlossenen Kreisläufe. Stattdessen wird in einem offenen Prozess Luft als Arbeitsgas verwendet, die vor dem Verdichter aus der Umgebung angesaugt wird. Zur Wärmezufuhr wird die Luft in der Brennkammer mit Kraftstoff gemischt und das Gemisch verbrannt. Das Verbrennungsgas wird dann hinter der Turbine wieder in die Umgebung abgelassen. Aus diesem Grund muss das Verbrennungsgas in der Turbine nicht bis auf den Anfangsdruck sondern nur so weit entspannt werden, dass die Turbine genug Leistung zum Antrieb des Verdichters liefert.

Die Zuleitung des Kraftstoffs in der Brennkammer hat zur Folge, dass der Triebwerksmassenstrom während des Gasturbinenprozesses zunimmt und sich die Gaszusammensetzung und die Gaseigenschaften ändern. Bei der Mischung des Kraftstoffs mit der Luft entstehen in der Brennkammer weiterhin Druckverluste, so dass

die Wärmezufuhr im Gegensatz zum idealen Prozess nicht isobar verläuft. Außerdem sind im realen Prozess auch Verdichter und Turbinen mit Verlusten verbunden und arbeiten nicht isentrop. Die Unterschiede zwischen dem idealen, geschlossenen Joule-Prozess und einem realen, offenen Gasturbinenprozess sind in Abbildung 1 in einem Ts-Diagramm dargestellt.

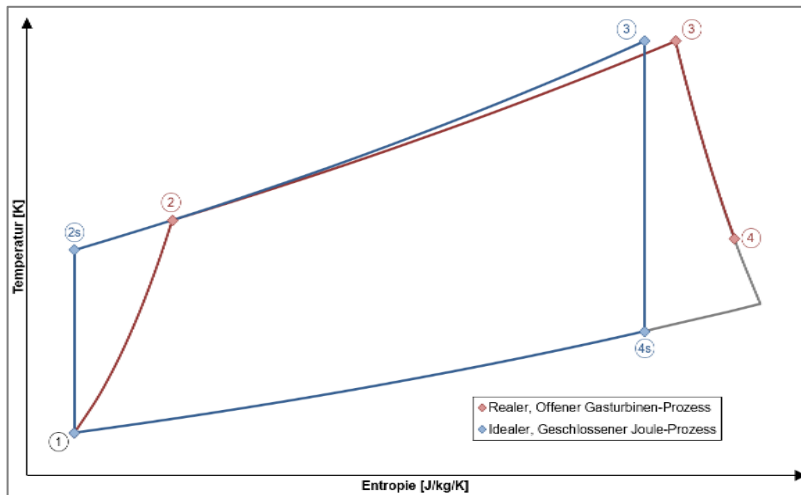


Abbildung 1: Ts-Diagramm des idealen, geschlossenen Joule-Prozesses und des realen, offenen Gasturbinen-Prozess

2.1.2 Einteilung der Fluggasturbinen

Aus der Abbildung 1 wird deutlich, dass bei einem realen, offenen Gasturbinenprozess nicht das gesamte Druckverhältnis zwischen Turbineneintritt und Umgebung in der Turbine abgebaut werden muss, um die nötige mechanische Leistung zum Antrieb des Verdichters zu liefern. Während der Gasturbinenprozess in allen Fluggasturbinen ähnlich ist, lassen diese sich durch die Art, wie die Druckdifferenz zwischen Turbinenaustritt und Umgebung zur Generierung von Schub genutzt wird, in drei Gruppen einteilen.

Die erste Gruppe bilden die Turbojets. In einem Turbojet wird die Druckdifferenz zwischen Turbinenaustritt und Umgebung in einer Schubdüse am Triebwerksaustritt abgebaut, wodurch das Verbrennungsgas beschleunigt. Durch den Unterschied zwischen der Strahlgeschwindigkeit und der Umgebungsgeschwindigkeit entsteht Schub.

Bei einem Turbofan wird ein Teil des Drucks in einer weiteren Turbine abgebaut, die einen Fan antreibt, der vor dem Verdichter installiert ist. In dem Fan wird der gesamte Luftstrom des Triebwerks zunächst verdichtet, bevor der Luftstrom hinter dem Fan in den Heißgasstrom und den Kaltluftstrom geteilt wird. Der Heißgasstrom durchläuft das

Kerntriebwerk bestehend aus Verdichter, Brennkammer und Turbinen. Der Kaltluftstrom wird am Kerntriebwerk vorbei durch einen Bypasskanal geleitet. Beide Massenströme werden beim Verlassen des Triebwerks in Schubdüsen beschleunigt und tragen zur Vortriebsgenerierung bei. Eine ausführliche Beschreibung des Aufbaus des Turbofans folgt in Kapitel 2.2.1.

Der Turboprop nutzt nahezu die gesamte Druckdifferenz, um über eine Arbeitsturbine, die dem oben beschriebenen Gasturbinenprozess angehängt ist, einen Propeller außerhalb des Triebwerks anzutreiben. Der Propeller erzeugt den Großteil des Triebwerkschubs, wohingegen das Verbrennungsgas am Austritt der Arbeitsturbine nur minimal zur Schuberzeugung beiträgt.

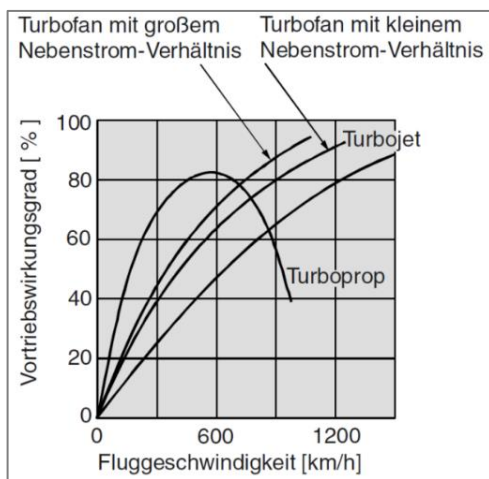


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Zusammenhänge von Fluggeschwindigkeit und Vortriebswirkungsgrad bei Fluggasturbinen, [4]

Der Vortriebswirkungsgrad von Fluggasturbinen gibt an, wie effizient die mechanische Leistung des Gasturbinenprozess in Vortrieb umgewandelt wird. In Abbildung 2 sind für die drei Triebwerksgruppen der Vortriebswirkungsgrad über der Fluggeschwindigkeit aufgetragen. Die Abbildung 2 zeigt, dass Turboprops bei kleinen Geschwindigkeiten am effizientesten sind. Da ihre Effizienz allerdings bei höheren Geschwindigkeiten rapide abnimmt, werden sie in der zivilen Luftfahrt nur für Regionalflüge mit langsameren Fluggeschwindigkeiten eingesetzt.

Turbojets können zwar höhere Geschwindigkeiten als Turboprops und Turbofan erreichen, sie sind aber bei tieferen Geschwindigkeiten deutlich ineffizienter, weswegen sie in der zivilen Luftfahrt heutzutage nicht mehr eingesetzt werden. Da sie höhere Geschwindigkeiten als Turboprops erreichen und dabei effizienter als Turbojets sind, sind die Turbofans die dominante Triebwerksklasse in der modernen zivilen Luftfahrt [4]. Aus diesem Grund konzentriert sich diese Arbeit auf Turbofans.

2.2 Funktionsweise des Turbofans

2.2.1 Aufbau des Turbofans

Ein Turbofan besteht aus den sechs Hauptkomponenten Einlass, Fan, Verdichter, Brennkammer, Turbine und Düse. Abbildung 3 zeigt den schematischen Aufbau eines Turbofans, wie er in der zivilen Luftfahrt verwendet wird, wobei der Einlauf nicht dargestellt ist. Durch den Einlauf wird die Luft in das Triebwerk geleitet. Der Einlauf hat hierbei die Aufgabe, die axiale Machzahl des Luftstroms zu verringern und eine gleichförmige Strömung zum Fan zu gewährleisten [4].

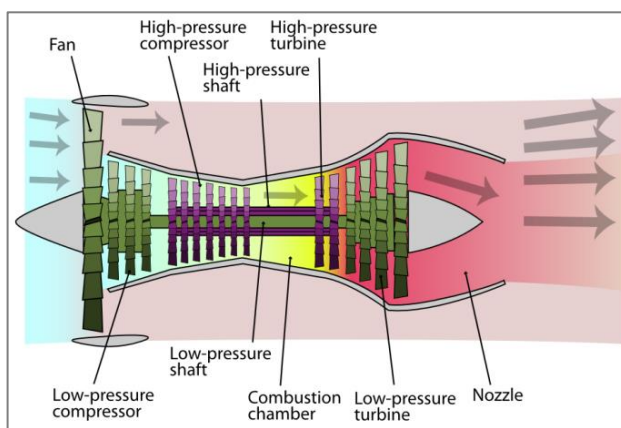


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Aufbaus eines Turbofans, [5]

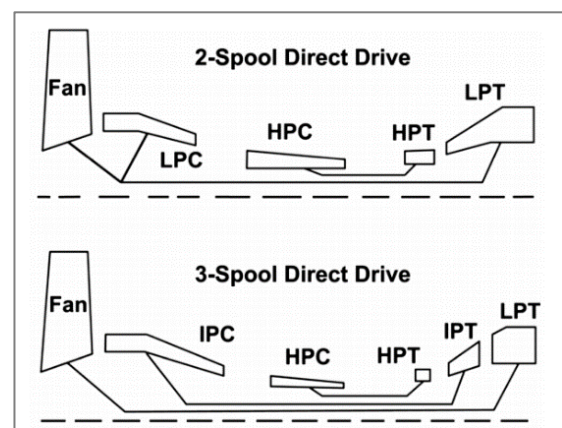


Abbildung 4: Zweiwellige und Dreiwellige Turbofanarchitekturen, [6]

Nach dem Einlauf wird in dem Fan der gesamte Luftstrom des Triebwerks verdichtet. In der zivilen Luftfahrt haben Fans in der Regel nur eine Verdichterstufe. Hinter dem Fanrotor wird der Luftmassenstrom in einen Heißgasstrom und einen Kaltluftstrom aufgeteilt. Der Heißgasstrom wird durch das Kerntriebwerk, der Kaltluftstrom durch einen Bypasskanal geleitet. Das Verhältnis dieser Massenströme wird als Bypassverhältnis (BPR) bezeichnet und ist ein wichtiger Designparameter eines Turbofans.

Im Kerntriebwerk folgt der Heißgasstrom dem oben beschriebenen Gasturbinenkreislauf bestehend aus Verdichter, Brennkammer und Turbine. In modernen Turbofans erfolgen die Verdichtung und die Entspannung nicht in einem Verdichter und einer Turbine, sondern werden auf mehrere Komponenten aufgeteilt. Es wird zwischen der zweiwelligen und der dreiwelligen Architektur unterschieden, die in Abbildung 4 gegenübergestellt werden. Die zweiwellige Bauweise besteht aus einer Hochdruckwelle mit einem Hochdruckverdichter (HPC) und einer Hochdruckturbine (HPT) und einer Niederdruckwelle, auf der Fan und ein Niederdruckverdichter (LPC)

von einer Niederdruckturbine (LPT) angetrieben werden. Der Niederdruckverdichter wird bei dieser Architektur auch als Booster bezeichnet. Die dreiwellige Bauweise hat zusätzlich noch eine Mitteldruckwelle mit einem Mitteldruckverdichter (IPC) und einer Mitteldruckturbine (IPT). Bei dieser Bauweise wird kein Niederdruckverdichter verwendet, so dass die Niederdruckturbine nur den Fan antreibt. In beiden Bauweisen verlaufen die Wellen koaxial, wobei die Niederdruckwelle die innerste und die Hochdruckwelle die äußerste Welle ist. Die Ausführungen in dieser Arbeit beziehen sich, solange es nicht anders erwähnt wird, auf die zweiwellige Architektur.

Weiterhin können sich Turbofans auch in der Anzahl der Schubdüsen unterscheiden. Es gibt eine Bauweise mit einer und eine Bauweise mit zwei Schubdüsen. Bei der ersten Bauweise wird der Kaltluftstrom durch den Bypasskanal an dem Kerntriebwerk vorbeigeleitet und hinter der Niederdruckturbine wieder mit dem Heißgasstrom gemischt. Der gesamte Triebwerksmassenstrom verlässt das Triebwerk durch eine Schubdüse. Bei der zweiten Bauweise werden der Kaltluftstrom und der Heißgasstrom nicht im Triebwerk gemischt und verlassen das Triebwerk durch zwei separate Schubdüsen.

Die Mischung der beiden Ströme im Triebwerk hat thermodynamische Vorteile, die zu einer besseren Triebwerksperformance führen. Allerdings werden dafür eine Mischerkomponente und eine Mischkammer benötigt. Hierdurch verlängert sich das Triebwerkgehäuse und Gewicht und Widerstand des Triebwerks steigen. Im Allgemeinen überwiegt bei Triebwerken mit kleinem Bypassverhältnis der thermodynamische Vorteil durch die Mischung, wohingegen bei Triebwerken mit hohem Bypassverhältnis der thermodynamische Vorteil durch das höhere Gewicht und den höheren Widerstand kompensiert werden [7]. Der Turbofan in Abbildung 3 hat eine zweiwellige Architektur ohne Mischung der beiden Ströme. Da in der zivilen Luftfahrt nicht im Überschall geflogen wird, haben die Schubdüsen in beiden Bauweisen immer eine konvergente Form.

Ein weiterer Bestandteil eines Turbofans, der nicht in Abbildung 3 eingezeichnet ist, ist das Sekundärluftsystem. Aus dem Verdichterstrang eines Turbofans wird Druckluft entnommen, die für unterschiedliche Zwecke eingesetzt werden kann. Da in modernen Turbofans die Temperaturen am Austritt der Brennkammer so hoch sind, dass die Temperaturen in den Turbinen die maximal zulässigen Temperaturen der verwendeten Materialien überschreiten, wird ein Teil des Verdichtermassenstroms zur Kühlung der

Turbinen verwendet. Hierfür wird die entnommene Druckluft an der Brennkammer vorbei geführt. In der Turbine wird die Kühlluft dann gezielt an den zu kühlenden Bauteilen zurück in den Kernmassenstrom geleitet.

Da die Kühlluft einen höheren Druck haben muss, als an der Stelle herrscht, an dem sie in die Turbine geleitet wird, wird sie in der Regel in den hintern Stufen oder am Austritt des Hochdruckverdichters abgezweigt, obwohl dort bedingt durch die Verdichtung bereits hohe Temperaturen vorliegen. Der Anteil der im Verdichter abgezweigten Kühlluft beträgt in modernen Turbofans zum Teil über 20%. Andere Aufgaben der Druckluft, auf die hier nicht näher eingegangen werden sollen, sind unter anderem die Kabinendruckregelung, als Sperrluft in Dichtungen, zur Verdichterstabilität und zur aktiven Spaltkontrolle an den Turbinen [4].

Seit der Einführung der PW1000G-Triebwerksfamilie im Jahr 2016 sind weiterhin die Getriebeturbfans als Weiterentwicklung des konventionellen Turbofans auf dem Markt. Bei dieser Bauart ist zwischen dem Fan und dem Booster ein Planetengetriebe installiert, durch das die Drehzahl des Fans gegenüber der Drehzahl des Boosters und der Niederdruckturbine untersetzt wird.

Im militärischen Bereich kommen weiterhin Turbofans mit Nachbrenner und verstellbaren und divergenten Schubdüsen zum Einsatz. Da sich diese Arbeit auf die zivile Luftfahrt beschränkt, wird hier nicht näher auf diese Bauteile eingegangen.

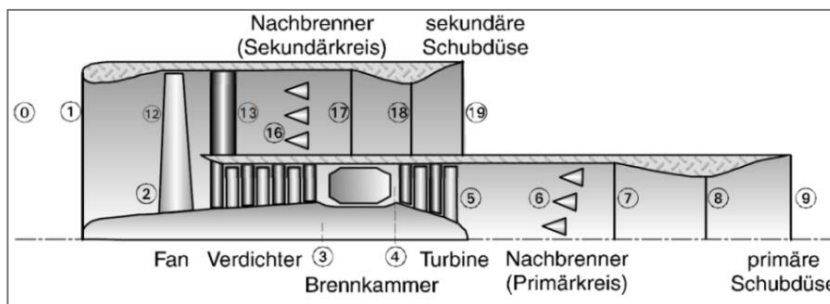


Abbildung 5: Nummerierung der Ebenen eines Turbofans, [4]

Zur Bezeichnung der Ebenen in einem Turbofan wird in dieser Arbeit die Nummerierung verwendet, wie sie in Abbildung 5 zu sehen ist.

2.2.2 Designparameter von Turbofans

Die einzelnen Komponenten eines Turbofans können durch verschiedene Parameter beschrieben werden, mit denen das Verhalten des gesamten Turbofans simuliert werden kann. In diesem Abschnitt werden die Parameter kurz vorgestellt, auf die im weiteren Verlauf der Arbeit eingegangen werden.

Ein wichtiger Designparameter eines Turbofans ist das bereits zuvor erwähnte Bypassverhältnis. Das Bypassverhältnis gibt an, in welchem Verhältnis der Luftmassenstrom hinter dem Fan in den Kaltluftstrom im Bypass (\dot{m}_{Byp}) und in den Heißgasstrom im Kerntriebwerk (\dot{m}_{Core}) aufgeteilt wird.

$$BPR = \frac{\dot{m}_{Byp}}{\dot{m}_{Core}} = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_{2.1}} \quad (2.1)$$

Weitere Designparameter des Fans sind dessen Druckverhältnis und Wirkungsgrad. Auf Grund der großen radialen Abmessung des Fans werden diese beiden Parameter in vielen Modellen aufgeteilt. Das äußere Druckverhältnis ($\Pi_{Fan,a}$) und der äußere Wirkungsgrad ($\eta_{Fan,a}$) gelten dabei für den Teil des Massenstroms, der hinter dem Fan in den Bypasskanal geleitet wird. Das innere Druckverhältnis ($\Pi_{Fan,i}$) und der innere Wirkungsgrad ($\eta_{Fan,i}$) gelten dementsprechend für den Teil, der in das Kerntriebwerk geleitet wird. Der Grund für diese Aufteilung ist, dass die Werte dieser Parameter über den Radius eines Fans zum Teil stark variieren und sich dadurch für den äußeren Bereich des Fans andere Werte als für den inneren Bereich ergeben können. Das Druckverhältnis im äußeren Bereich wird auch als Fandruckverhältnis (FPR) bezeichnet und ist eng mit dem Bypassverhältnis verbunden.

$$FPR = \Pi_{Fan,a} = \frac{p_{13}}{p_2} \quad (2.2)$$

Das Gesamtdruckverhältnis (OPR) beschreibt das Verhältnis des Drucks vor der Brennkammer zur Umgebung. Es ist ein Maß dafür, wie stark die Luft im Triebwerk verdichtet wird. Die Druckverhältnisse des Hochdruckverdichters (Π_{HPC}) und des Boosters ($\Pi_{Booster}$) haben die größten Anteile am Gesamtdruckverhältnis, wobei der Anteil des Hochdruckverdichters erheblich größer als der Anteil des Boosters ist. Aber auch der Druck im inneren Bereich des Fans trägt dazu bei. Ein Teil des aufgebauten Drucks wird zur Überwindung der Druckverluste im Einlauf des Triebwerks und im Verdichterzwischenkanal (ICD) benötigt, der auf Grund seiner Form auch oft mit dem englischen Begriff Swanneckduct bezeichnet wird. Die Druckverluste werden über Druckverlustkoeffizienten (PLC) ausgedrückt.

$$PLC = \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad (2.3)$$

$$OPR = \Pi_{Fan,i} * \Pi_{Booster} * \Pi_{HPC} * PLC_{Inlet} * PLC_{ICD} = \frac{p_3}{p_0} \quad (2.4)$$

Die Menge des benötigten Kraftstoffs in der Brennkammer wird im Designpunkt des Turbofans häufig über eine Vorgabe der Turbineneintrittstemperatur der Hochdruckturbinen (T_4) am Austritt der Brennkammer bzw. Eintritt der Hochdruckturbinen eingestellt. In dieser Arbeit ist mit dem Begriff Turbineneintrittstemperatur in der Regel die Temperatur am Eintritt der Hochdruckturbinen gemeint. Wird sich stattdessen auf die Temperatur am Eintritt der Niederdruckturbinen bezogen, wird dies explizit erwähnt. Wie noch in Kapitel 2.2.3 erläutert wird, haben das Gesamtdruckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur einen großen Einfluss auf den thermodynamischen Prozess des Kerntriebwerks.

Über den Ausbrenngrad der Brennkammer (η_{BK}) wird angegeben, welcher Anteil der im Kraftstoff ideal enthaltenen Wärmeenergie tatsächlich der Brennkammer zugeführt wird. Die Druckverluste innerhalb der Brennkammer können entweder durch eine relative Angabe des Druckverlustes ($\Delta p/p_{in}$) oder einen Druckverlustkoeffizienten angegeben werden.

Genau wie beim Fan wird auch die Güte der Leistungsumwandlung in den anderen Turbomaschinen über Wirkungsgrade beschrieben, wobei entweder der isentrope oder der polytrope Wirkungsgrad verwendet werden kann. Bei dem isentropen Wirkungsgrad von Verdichtern wird die tatsächliche Leistung der Komponente auf die theoretische Leistung bei einer isentropen Zustandsänderung bezogen. Der polytrope Wirkungsgrad eines Verdichters setzt die tatsächliche Leistung zu der Leistung bei einer polytropen Zustandsänderung ins Verhältnis. Da Turbinen im Gegensatz zu Verdichtern, zu denen auch der Fan zählt, Kraftmaschinen und nicht Arbeitsmaschinen sind, kehren sich hier die Verhältnisse um.

$$\eta_{is,V} = \frac{P}{P_{is}}, \eta_{is,T} = \frac{P_{is}}{P} \quad (2.5)$$

$$\eta_{pol,V} = \frac{P}{P_{pol}}, \eta_{pol,T} = \frac{P_{pol}}{P} \quad (2.6)$$

Bei der Leistungsübertragung von den Turbinen zu den Verdichtern entstehen an den Wellen Verluste, die über die mechanischen Wirkungsgrade (η_m) beschrieben werden. Bei Getriebeturbofans wird der Verlust im Getriebe zu den Verlusten der Niederdruckwelle gezählt und ist somit in dem mechanischen Wirkungsgrad der Niederdruckwelle enthalten.

Weitere Designparameter, auf die im weiteren Verlauf der Arbeit eingegangen werden, sind die Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals (PLC_{Byp}), des Turbinenzwischenkanals (PLC_{ITD}) und des Turbinenaustrittsgehäuses (PLC_{TEC}), mit denen die Druckverluste in den entsprechenden Strömungskanälen bestimmt werden. Die Verluste in den Schubdüsen werden in dieser Arbeit durch den Schubkoeffizienten (CFG) berücksichtigt. Der Schubkoeffizient entspricht dem Verhältnis aus dem tatsächlich in einer Düse erzeugtem Schub und dem theoretisch möglichen Schub.

$$CFG = \frac{F_{G,Nozzle}}{\dot{m}_{Nozzle} * c_{Nozzle} + A_{Nozzle} * (p_{s,Nozzle} - p_{s,0})} \quad (2.7)$$

2.2.3 Leistungskennzahl von Turbofans

Zur Beurteilung der Performance von Turbofans können unterschiedliche Kennzahlen verwendet werden. In diesem Kapitel sollen die Kennzahlen, die in dieser Arbeit benutzt werden, kurz vorgestellt werden. Die Kennzahlen sind abhängig von dem Betriebspunkt. Bei dem Vergleich zweier Triebwerke muss also darauf geachtet werden, dass die Kennzahlen unter vergleichbaren Bedingungen ermittelt wurden.

Die effektive Vortriebskraft eines Triebwerks wird als Nettoschub (F_N) bezeichnet [4]. Der Nettoschub bildet sich aus der Summe der in den Düsen erzeugten Schübe ($F_{G,i}$), von der der Eintrittsimpuls (F_D) abgezogen wird. Wird in dieser Arbeit von dem Schub eines Triebwerks gesprochen, ist in der Regel der Nettoschub gemeint. Auch wenn der Nettoschub eigentlich eine Leistungskennzahl eines Turbofans ist, wird er in dieser Arbeit wie ein Designparameter verwendet. In den Triebwerksmodellen wird in jedem Betriebspunkt der Triebwerksmassenstrom so eingestellt, dass ein vorgegebener Schub erreicht wird.

$$\begin{aligned} F_N &= \sum_{Nozzle} F_{G,Nozzle} - F_D \\ &= \sum_{Nozzle} (CFG * (\dot{m}_{Nozzle} * c_{Nozzle} + A_{Nozzle} * (p_{s,Nozzle} - p_{s,0}))) - \dot{m}_{Air} * c_0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Wie in Kapitel 2.1 bereits erläutert ist, kann der Gasturbinenprozess eines Turbofans durch den idealen Joule-Prozess als Vergleichsprozess beschrieben werden. Für den Joule-Prozess kann die Effizienz, mit der Wärme in Nutzleistung umgewandelt wird, durch den thermischen Wirkungsgrad (η_{Th}) dargestellt werden. Die Nutzleistung des Vergleichsprozesses vom Turbofan ist die Änderung der kinetischen Energie des

Triebwerksmassenstroms zwischen Ein- und Austritt des Triebwerks [4]. Damit auch bei kritischen Drücken in der Düse die Änderung der kinetischen Energie korrekt bestimmt wird, werden die idealen Strahlgeschwindigkeiten verwendet, die sich bei vollständiger Expansion in der Düse ergeben. Die zugeführte Wärme kann über den Kraftstoffmassenstrom und den Heizwert des Kraftstoffs bestimmt werden. Damit ergibt sich der thermische Wirkungsgrad eines Turbofans zu:

$$\eta_{Th} = \frac{\frac{1}{2}\dot{m}_9(c_{9,id}^2 - c_0^2) + \frac{1}{2}\dot{m}_{19}(c_{19,id}^2 - c_0^2)}{\dot{m}_F * H_{u,F}} \quad (2.9)$$

Für den idealen Vergleichsprozess des Gasturbinenprozesses, der in Kapitel 2.1.1 beschrieben ist und bei dem isentrope Verdichter und Turbinen sowie eine isobare Wärmezufuhr angenommen werden, kann der thermische Wirkungsgrad unter Annahme eines idealen Gases vereinfacht werden zu:

$$\eta_{Th,id} = 1 - \frac{T_0}{T_3} = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_0^2\right) * OPR^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \quad (2.10)$$

Daraus wird deutlich, dass der thermische Wirkungsgrad eines idealen Turbofans steigt, je größer das Gesamtdruckverhältnis eines Turbofans ist. Mit dem Gesamtdruckverhältnis steigt auch die Verdichteraustrittstemperatur. Der optimale Wert für den idealen thermische Wirkungsgrad ergibt sich somit, wenn die Verdichteraustrittstemperatur maximal wird, das heißt gleich der Turbineneintrittstemperatur wird. In diesem Fall geht der ideale thermische Wirkungsgrad in den Carnot-Wirkungsgrad über.

$$\eta_{Th,id,max} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_0}{T_4} \quad (2.11)$$

Da dadurch aber die Temperaturdifferenz über der Brennkammer gegen null geht, kann der Luft in diesem Fall in der Brennkammer keine Energie mehr zugeführt werden. In einem realen Gasturbinenprozess mit verlustbehafteten Verdichtern und Turbinen ergibt sich zu jedem Gesamtdruckverhältnis eine optimale Turbineneintrittstemperatur, bei der der thermische Wirkungsgrad maximal ist und die mit zunehmenden Gesamtdruckverhältnis steigt [8].

In Kapitel 2.1.2 wurde der Vortriebswirkungsgrad (η_{Prop}) als Maßstab für die Effizienz der Umwandlung von mechanischer Leistung in Vortriebsleistung eingeführt. Die Vortriebsleistung beschreibt das Produkt aus Schub und Fluggeschwindigkeit. Somit ergibt sich der Vortriebswirkungsgrad eines Turbofans zu:

$$\eta_{Prop} = \frac{F_N * c_o}{\frac{1}{2} \dot{m}_9 (c_{9,id}^2 - c_0^2) + \frac{1}{2} \dot{m}_{19} (c_{19,id}^2 - c_0^2)} \quad (2.12)$$

Unter den Annahmen, dass der Brennstoffmassenstrom vernachlässigt wird, dass die Düsen perfekt expandieren und dass die Austrittsgeschwindigkeiten der Düsen identisch sind, vereinfacht sich der Vortriebswirkungsgrad zu:

$$\eta_{Prop} \approx \frac{2 * c_0}{c_0 + c_9} \quad (2.13)$$

Aus dieser Gleichung kann abgeleitet werden, dass eine Reduzierung der Strahlgeschwindigkeit an der Düse bei konstanter Fluggeschwindigkeit zu höherem Vortriebswirkungsgrad führt. Damit der Turbofan trotz kleinerer Strahlgeschwindigkeit den gleichen Schub liefert, muss der Triebwerksmassenstrom erhöht werden. Da der Kaltluftstrom im Allgemeinen eine kleinere Strahlgeschwindigkeit als der Heißgasstrom hat, führt eine Erhöhung des Bypassverhältnisses und des Triebwerksmassenstrom zu einer Verbesserung des Vortriebswirkungsgrades.

Das Produkt aus thermischen Wirkungsgrad und Vortriebswirkungsgrad wird Gesamtwirkungsgrad (η_{Total}) genannt und beschreibt die Umwandlung der chemischen Energie des Brennstoffstroms in Schubleistung. Genauso wie der Vortriebswirkungsgrad ist der Gesamtwirkungsgrad bei statischen Betriebspunkten gleich Null.

$$\eta_{Total} = \eta_{Th} * \eta_{Prop} = \frac{F_N * c_o}{\dot{m}_F * H_{u,F}} \quad (2.14)$$

Der Transmissionswirkungsgrad (η_{Trans}) beschreibt die Energieübertragung vom Kernmassenstrom in den Bypassmassenstrom [7]. Er ist abhängig von dem isentropen Wirkungsgrad der Niederdruckturbine, dem mechanischen Wirkungsgrad der Niederdruckwelle ggf. inklusive des Getriebes und dem isentropen Wirkungsgrad des Fans.

$$\eta_{Trans} = \eta_{is,LPT} * \eta_{m,LP} * \eta_{is,Fan,a} \quad (2.15)$$

Der Transmissionswirkungsgrad kann verwendet werden, um für Turbofans mit separaten Schubdüsen das optimale Fandruckverhältnis zu bestimmen, bei dem der Kraftstoffverbrauch in dem untersuchten Betriebspunkt minimal wird. Hierzu muss nach [7] der folgende Zusammenhang erfüllt sein. Für Turbofans mit einer gemeinsamen Schubdüse gilt dieser Zusammenhang nur ungefähr.

$$\eta_{Trans} = \frac{c_{19,id}}{c_{9,id}} \quad (2.16)$$

In der Literatur wird gelegentlich auch der thermische Wirkungsgrad des Kerntriebwerks (η_{Th}^*) als Quotient aus thermischem Wirkungsgrad des Triebwerks und Transmissionswirkungsgrad verwendet [6]. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich dann aus dem Produkt des thermischen Wirkungsgrads des Kerntriebwerks, des Vortriebswirkungsgrad und des Transmissionswirkungsgrad. In dieser Arbeit ist mit dem thermischen Wirkungsgrad, solange nicht anderes angegeben, der thermische Wirkungsgrad des Triebwerks gemeint.

$$\eta_{Th}^* = \frac{\eta_{Th}}{\eta_{Trans}} \quad (2.17)$$

$$\eta_{Total} = \eta_{Th}^* * \eta_{Prop} * \eta_{Trans} \quad (2.18)$$

Zur graphischen Gegenüberstellung verschiedener Triebwerke kann ein Diagramm verwendet werden, in dem der thermische Wirkungsgrad über dem Vortriebswirkungsgrad aufgetragen wird. In einem solchen Diagramm wird der Gesamtwirkungsgrad durch eine Hyperbel abgebildet. Abbildung 6 zeigt die historische Entwicklung von Turbofans in einem solchen Diagramm, wobei in diesem Fall der thermische Wirkungsgrad des Kerntriebwerks verwendet wird.

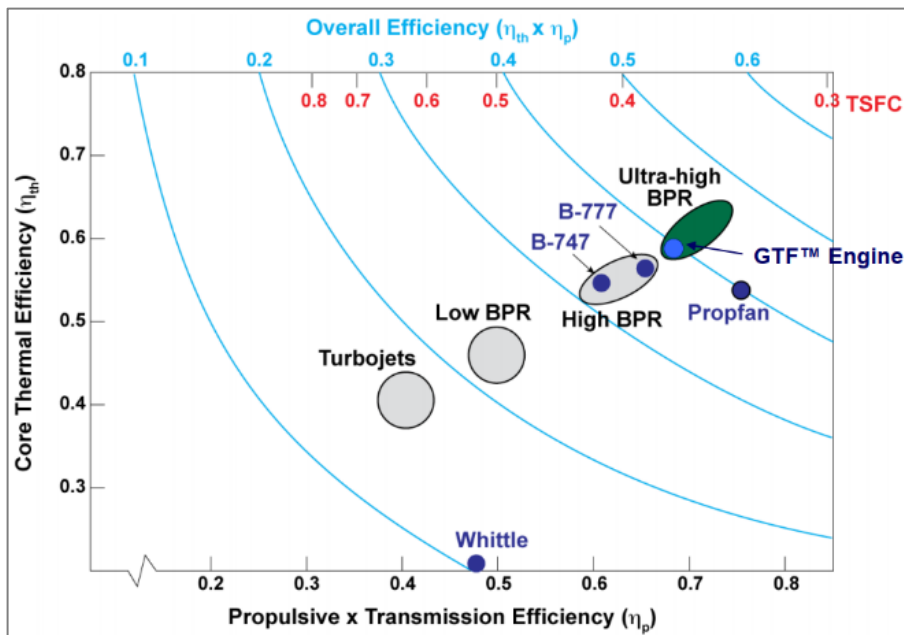


Abbildung 6: Entwicklung der Wirkungsgrade von Turbofans, [9]

Eine weitere Möglichkeit Triebwerke miteinander zu vergleichen ist der schubspezifische Kraftstoffverbrauch (*SFC*). Dieser ist der Quotient aus dem

Brennstoffmassenstrom und dem Nettoschub des Triebwerks. Bei konstantem Heizwert und konstanter Fluggeschwindigkeit ist der spezifische Brennstoffverbrauch reziprok proportional zum Gesamtwirkungsgrad. Der schubspezifische Verbrauch macht weiterhin den direkten Einfluss der Fluggeschwindigkeit eines Flugzeugs auf den Kraftstoffverbrauch deutlich. In dieser Arbeit wird der schubspezifische Kraftstoffverbrauch auch abkürzend als spezifischer Verbrauch bezeichnet.

$$SFC = \frac{\dot{m}_F}{F_N} = \frac{c_o}{H_{u,F} * \eta_{Total}} \quad (2.19)$$

Zur Beurteilung der aerodynamischen Belastungen der Turbomaschinen im Kerntriebwerk kann die Enthalpiekennzahl (Ψ) verwendet werden. In der Enthalpiekennzahl wird die Enthalpiedifferenz, die in einer Stufe auf- bzw. abgebaut wird, über die mittlere Umfangsgeschwindigkeit entdimensioniert. Hierbei wird angenommen, dass sich die Enthalpiedifferenz der Maschine gleichmäßig auf alle Stufen aufteilt. Für die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Komponente wird der Mittelwert der Umfangsgeschwindigkeiten auf den flächengemittelten Radien am Ein- und Austritt verwendet. Somit muss zur Bestimmung der Enthalpiekennzahl im Gegensatz zu den übrigen vorgestellten Kennzahlen die radialen Abmessungen an Ein- und Austritt der Turbokomponenten bekannt sein. In der Literatur werden unterschiedliche Definitionen der Enthalpiekennzahl verwendet, die sich um den Faktor 0,5 unterscheiden. In dieser Arbeit wird die Enthalpiekennzahl definiert als:

$$\Psi = \frac{dh_{St}}{u_m^2} = \frac{dh_{Maschine}}{n_{St} (\pi (r_{m,E} + r_{m,A}) N)^2} \quad (2.20)$$

2.3 Performancerechnung mit GTlab

Das Betriebsverhalten eines Triebwerksmodells kann mit Hilfe einer thermodynamischen Leistungssyntheserechnung oder auch Performancerechnung simuliert werden. Die Performancerechnung basiert auf einem eindimensionalen Strömungsansatz, bei dem der thermodynamische Zustand des Arbeitsmediums in einzelnen Stationen beschrieben wird. Als Stationen werden hierbei die Verbindungsstellen zwischen zwei Triebwerkskomponenten bezeichnet [10]. Die einzelnen Triebwerkskomponenten werden durch Module modelliert, deren Parameter das Verhalten der Komponenten beschreiben. Die Art und Anzahl der Modulparameter unterscheiden sich dabei abhängig von der entsprechenden Triebwerkskomponente.

Die Module funktionieren nach dem Black-Box-Prinzip. Das bedeutet, dass die Zustandsänderung des Arbeitsmediums in einer Triebwerkskomponente simuliert wird, indem die Zustandsdaten der Station, die stromauf des entsprechenden Moduls gelegen ist, über analytische oder empirische Funktionen auf die Station stromab des Moduls transferiert werden. Durch die Werte, die den Parametern der Module zugewiesen werden, werden diese Funktionen definiert.

Ausgangspunkt einer Performancerechnung ist der Designpunkt. In einem Designpunkt wird das Betriebsverhalten der Komponenten vorgegeben und an Hand dessen das Triebwerksdesign und die Komponentencharakteristiken festgelegt. Der Designpunkt kann grundsätzlich ein beliebiger hochbelasteter Betriebspunkt sein, zu dem ausreichende Daten verfügbar sind. Da sich ein Triebwerk für die längste Zeit einer Flugmission im Cruise Betriebspunkt befindet und da dieser Betriebspunkt somit den größten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch während einer Flugmission hat, wird in dieser Arbeit, solange es nicht anders angegeben ist, der Cruise Betriebspunkt als Designpunkt der Triebwerksmodelle verwendet.

In einem Designpunkt werden allen Modulparametern des Triebwerksmodells Werte zugewiesen. Einerseits ist es möglich, die Werte der Parameter direkt vorzugeben. Andererseits können auch Parameter als unabhängige Variable (Independent) festgelegt werden, deren Werte in einem Gleichungssystem über die Vorgabe einer abhängigen Variablen (Dependent) bestimmt werden. Als Dependents können Stationsdaten wie die Turbineneintrittstemperatur, Leistungsdaten wie der Triebwerksnettoschub oder Beziehungen zwischen Modulparametern, Stationsdaten und Leistungsdaten verwendet werden. Zur Lösung des Gleichungssystems muss für jede Dependent ein Parameter als Independent festgelegt werden. Eine häufige Kombination von Dependent und Independent ist die Vorgabe der Turbineneintrittstemperatur als Dependent, über den der Parameter des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses im Brennkammermodul als Independent eingestellt wird. Weiterhin müssen die Umgebungsbedingungen zur Definition des Betriebspunktes vorgegeben werden. In der Regel werden hierzu die Flughöhe, die Temperaturdifferenz zur Standardatmosphäre und die Flugmachzahl angegeben. Zur Berechnung der Radien am Ein- und Austritt einer Komponente können in einem Designpunkt an den Stationen stromauf und stromab des entsprechenden Moduls die axiale Machzahl der Strömung sowie das Nabenverhältnis vorgegeben werden.

Ausgehend von dem Designpunkt können weitere Betriebspunkte eines Triebwerks über Off-Designpunkte bestimmt werden. Die Berechnung von Off-Designpunkten unterscheidet sich grundsätzlich von einer Designpunktrechnung. Während bei einer Designpunktrechnung über ein vorgegebenes Betriebsverhalten der Komponenten das Triebwerksdesign festgelegt wird, wird bei einer Off-Designpunktrechnung das thermodynamische Verhalten eines Triebwerksmodells bestimmt, dessen Charakteristiken zuvor in einer Designpunktrechnung definiert wurden. In einem Off-Designpunkt können dem Triebwerksmodell vom Designpunkt abweichende Randbedingungen oder Lastparameter vorgegeben werden. Das einzelne Komponentenverhalten wird zunächst, basierend auf vorhergegangenen Betriebspunkten oder dem Designpunkt, geschätzt. Die Synthese der Komponenten wird anschließend iterativ über das Gleichungssystem hergestellt. Hierfür werden die Modulparameter als Independent festgelegt, die durch Dependents bestimmt werden, die die Erhaltungsgleichungen beschreiben. Auch hier muss für jede Dependent ein Modulparameter als Independent gesetzt werden.

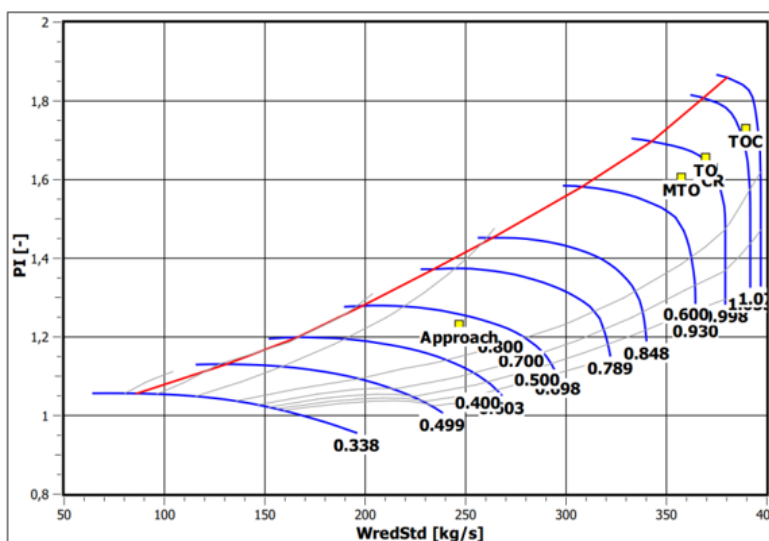


Abbildung 7: Beispielkennfeld aus dem GTlab-Modell des V2500-A5

Zur Simulation des Betriebsverhaltens der Turbokomponenten eines Triebwerks im Off-Design werden Kennfelder verwendet, in denen abhängig von der Drehzahl und vom Massenstrom einer Komponente deren Druckverhältnis und Wirkungsgrad bestimmt werden. Abbildung 7 zeigt ein generisches Kennfeld einer Fanstufe, in dem einige Betriebspunkte des Triebwerksmodells eingetragen sind. Die Lage eines Betriebspunktes in einem solchen Kennfeld wird über die Modulparameter der relativen reduzierten Drehzahl sowie des Beta-Wertes angegeben, der die Lage des Betriebspunktes auf der Drehzahllinie bezüglich der Pump- und Schluckgrenze angibt.

Neben dem Cruise-Betriebspunkt während des Reiseflugs sind typische Betriebspunkte in Performancerechnungen der Maximum-Take-Off-Thrust-Betriebspunkt (MTO) zu Beginn des Startvorgangs bei maximalen Schub und stehendem Flugzeug, bei dem die thermische Belastung sehr hoch ist, und der Top-of-Climb-Betriebspunkt (ToC) im höchsten Punkt des Steigflugs, bei dem ein sehr hoher korrigierter Massenstrom im Triebwerk vorliegt [11].

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Performancerechnungen mit dem Programm GTlab durchgeführt, welches in der Abteilung Triebwerk des Instituts für Antriebstechnik im DLR entwickelt wird. GTlab ist eine interaktive, plattformübergreifende Simulations- und Vorentwurfsumgebung für Flugtriebwerke und Gasturbinen [10].

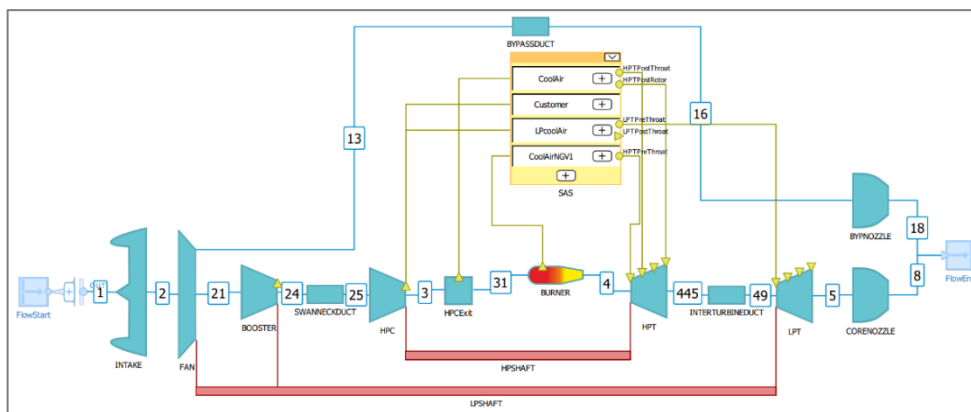


Abbildung 8: GTlab-Modell des PW1100G-JM zur Performancerechnung

Der modulare Aufbau eines GTlab-Modells zur Performancerechnung ist in Abbildung 8 am Beispiel des Modells des PW1100G-JM dargestellt. Die Abbildung zeigt die Komponentenmodule Einlass, Fan, Verdichter, Brennkammer, Turbine, Welle, Düse, Strömungskanal und Sekundärluftsystem sowie die nummerierten Stationen zwischen den Modulen. Mit Hilfe von Prozessketten können Performancerechnungen von Design- und Off-Designpunkten in Schleifen oder Optimierern kombiniert werden [10]. Dadurch ist es zum einen möglich, Parameterstudien durchzuführen, in denen eine oder mehrere Modulparameter, Randbedingungen oder Dependents in vorgegebenen Intervallen variiert werden. Zum anderen können über Optimierer Iterationen über multiple Betriebspunkte durchgeführt werden, bei denen die Modulparameter des Designpunktes über Bedingungen für Off-Designpunkte eingestellt werden. Damit ist es zum Beispiel möglich, die Kühlluftmengen im Designpunkt an die Temperaturbedingungen im Maximum-Take-Off-Thrust-Off-Designpunkt anzupassen.

Neben den Performancerechnungen wurde GTlab auch zur Durchführung stochastischer Sensitivitätsanalysen nach der Morris Methode verwendet, die im nächsten Kapitel näher erläutert wird.

Zur Nachbearbeitung stehen in GTlab verschiedene Funktionen zur Erstellung von Kennfeldern und Graphen zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Simulationsergebnisse allerdings aus GTlab exportiert und mit Microsoft Excel weiter ausgewertet.

2.4 Sensitivitätsanalyse nach der Morris Methode

In dieser Arbeit werden in verschiedenen Stellen Sensitivitätsanalysen mit der Morris Methode durchgeführt, welche 1991 in [12] von Morris etabliert wurde. Sensitivitätsanalysen werden bei numerischen Simulationen eingesetzt, um zu untersuchen, welchen Einfluss die Variation einer Variablen in einem vorgegeben Intervall auf das Ergebnis der Simulation hat.

In dem Morris Verfahren werden für alle Inputvariablen Verteilungen angegeben, in denen die Variablen untersucht werden sollen. Diese Verteilungen werden in eine feste Anzahl diskreter Werte, den sogenannten Level eingeteilt. Die Anzahl der Level ist für alle Variablen gleich. Ein Durchlauf des Morris Verfahrens besteht aus einzelnen Trajektorien. Eine Trajektorie beginnt damit, dass für alle Variablen ein zufälliger Level aus der Verteilung ausgewählt wird. Anschließend werden schrittweise in zufälliger Reihenfolge die Werte aller Variablen einzeln um einen für alle Trajektorien konstanten Anteil der Gesamtverteilung auf ein anderes Level geändert. Nach jeder Änderung des Levels einer Variablen wird die dadurch hervorgerufene Veränderung des Outputs bestimmt. Die Größe dieser Veränderung des Outputs bezogen auf die Änderung der Variablen wird als Elementareffekt dieser Variablen bezeichnet. Nachdem alle Trajektorien gerechnet wurden, werden für jede Variable der Mittelwert aller Elementareffekte sowie deren Standardabweichung bestimmt. Da die einzelnen Elementareffekte einer Variablen in verschiedenen Abschnitten bestimmt werden, die über die gesamte Verteilung gestreut sind, kann ihr Mittelwert als globale Sensitivität dieser Variable in der Verteilung verwendet werden.

Ein hoher Wert für die globale Sensitivität einer Variablen bedeutet, dass eine Änderung dieser Variablen einen großen Einfluss auf das Output der Simulation hat. Eine kleine Standardabweichung der Elementareffekte einer Variablen deutet darauf

hin, dass die Variable einen linearen Einfluss auf den Output hat. Große Standardabweichungen können unterschiedliche Ursachen haben. Einerseits kann ein nicht linearer, zum Beispiel quadratischer Zusammenhang zwischen Variable und Output vorliegen. Eine andere Möglichkeit ist, dass der Einfluss einer Variablen auf den Output stark von den Werten anderer Variablen abhängt.

Ein Nachteil des Morris Verfahrens tritt auf, wenn eine Variable einen nicht monotonen Einfluss auf den Output hat. Wird der Output bei einer Erhöhung des Wertes der Variablen in einem Teil der Verteilung größer und in einem anderen Teil der Verteilung kleiner, sind die Elementareffekte in dem einen Teil der Verteilung positiv und in dem anderen negativ. Dadurch heben sich die unterschiedlich signierten Elementareffekte bei der Mittelwertbildung auf und es kann vorkommen, dass die Morris Methode einer Variablen, die einen starken, aber nicht monotonen Einfluss auf den Output hat, nur einen kleinen Einfluss zuschreibt. Aus diesem Grund wird in [13] der Mittelwert der absoluten Werte der Elementareffekte als Maß für die Sensitivität eingeführt. Diese Größe ist aber nur zur qualitativen und nicht zur quantitativen Beurteilung des Einflusses der Variablen geeignet.

Neben der Sensitivitätsanalyse wird die Morris Methode in dieser Arbeit auch bei dem Vergleich zweier Triebwerkmodelle verwendet. Voraussetzung hierzu ist, dass sich die beiden Triebwerksmodelle in ein gemeinsames GTlab-Modell überführen lassen. In diesem Fall werden alle Designparameter, die in den beiden Triebwerksmodellen unterschiedliche Werte annehmen, als Variablen in die Analyse aufgenommen. Die Grenzen der Verteilung, die in diesem Fall auch als Intervall bezeichnet wird, bilden die beiden unterschiedlichen Werte des Designparameters. Durch die Morris Methode kann untersucht werden, welchen Anteil die Änderung einer Variablen vom Wert im ersten Modell auf den Wert dieser Variablen im zweiten Modell an der Differenz des Outputs der beiden Modelle hat. Dadurch lässt sich der Unterschied in der Performance zweier Triebwerkmodelle als Summe der Effekte aller Parameter darstellen, die in den beiden Modellen verschiedene Werte haben. Hierzu muss als Ergebnis der Morris Methode der Mittelwert der Elementareffekte und nicht der Mittelwert der absoluten Elementareffekte verwendet werden.

3. Analyse aktueller Turbofans

Als Überblick über die Fortschritte, die im Design von Turbofans in den letzten 25 Jahren gemacht wurden, sollen in diesem Kapitel zwei Triebwerke analysiert und miteinander verglichen werden. Als typisches Triebwerk der späten 1990er und frühen 2000er Jahre wurde das V2500-A5 ausgewählt. Diese Variante aus der V2500 Triebwerksfamilie der IAE wurde 1993 in den Markt eingeführt und wird am Airbus A320ceo eingesetzt [14]. Als Vergleichstriebwerk der modernsten Generation wird das PW1100G-JM verwendet. Das PW1100G-JM von Pratt & Whitney entstammt der PW1000G Triebwerksfamilie, hatte 2016 Markteinführung und wird als Antrieb der Airbus A320neo Familie verwendet [15], dem Nachfolger des Airbus A320ceo Familie. Die Analyse der Triebwerke wurde mit GTlab-Modellen durchgeführt, die von der Abteilung Triebwerke des Instituts für Antriebstechnik am DLR zur Verfügung gestellt wurden. Diese Modelle wurden den wesentlichen Leistungsparametern der realen Triebwerke V2527-A5 und PW1133G-JM nachempfunden, erheben aber nicht den Anspruch, eine exakte Modellierung der Triebwerke zu sein.

3.1 Das V2500 als Basistriebwerk

3.1.1 Hintergrund zur V2500 Triebwerksfamilie

Das V2500-A5 gehört zur Triebwerksfamilie der V2500, die von der International Aero Engines AG (IAE) produziert werden. Die IAE wurde 1983 als Joint-Venture von Pratt & Whitney, Rolls-Royce, Japanese Aero Engines Cooperation (JAEC), MTU und FiatAvio gegründet [16]. Nachdem FiatAvio frühzeitig ausgestiegen ist und Rolls-Royce seine Anteile im Jahr 2011 verkauft hat, besteht das Joint Venture zur Zeit aus Pratt & Whitney, Pratt & Whitney Aero Engines International, JAEC und MTU [17]. Das „V“ im Namen der Triebwerksfamilie repräsentiert die fünf ursprünglichen Mitglieder der IAE und die „2500“ die Schubklasse von 25.000 lbf [16].

Die unterschiedlichen Modelle des V2500 werden in der gesamten Airbus A320ceo Baureihe, an Airbus Corporate Jets, an der Boeing MD-90-30 und in der Embraer KC-390 verwendet [14]. Die Markteinführung hatte die V2500-Familie mit dem V2500-A1 im Jahr 1989 an einem Airbus A320. Das V2500-A5 folgte im Jahr 1993 ebenfalls an einem Airbus A320 [18]. Die V2500-Familie gehört zu den erfolgreichsten Triebwerksfamilien, so wurde im Jahr 2016 das 7000ste V2500-Triebwerk ausgeliefert [16].

3.1.2 Design und Aufbau des V2500-A5

Das V2500-A5 ist ein zweiwelliger Turbofan mit einem hohen Bypassverhältnis von 4,8. Mit einem Take-Off Schub von 26.600lbf deckt es die mittlere Schubklasse für Schmalrumpfflugzeuge ab. Das V2500 unterscheidet sich von den meisten anderen Turbofans mit vergleichbaren Bypassverhältnissen dadurch, dass es nur eine Schubdüse hat und der Kaltluftstrom im Triebwerk mit dem Heißgasstrom gemischt wird. Auf der Niederdruckwelle des V2500-A5 sind ein einstufiger Fan, ein vierstufiger Booster und eine fünfstufige Niederdruckturbine installiert. Der Hochdruckteil des Triebwerks besteht aus einem zehnstufigen Hochdruckverdichter, einer Brennkammer und einer zweistufigen Hochdruckturbine. Über die Turboverdichter wird ein Gesamtdruckverhältnis von 27,2 aufgebaut. Die Architektur des V2500 ist in der Schnittzeichnung in Abbildung 9 dargestellt.

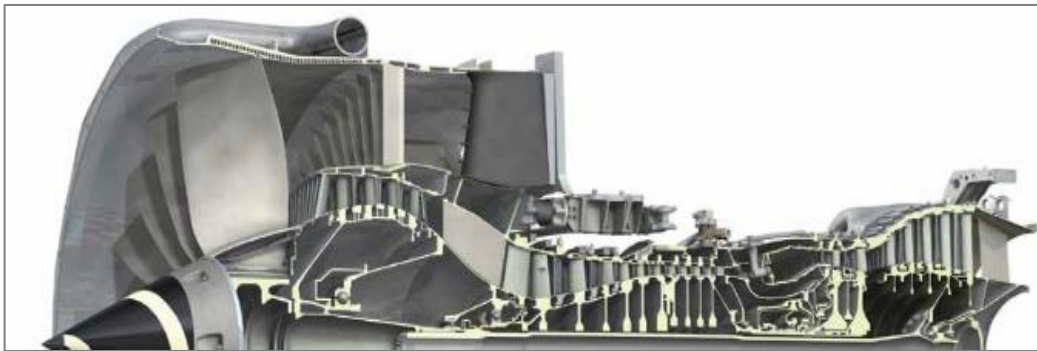


Abbildung 9: Schnittzeichnung des V2500-A5, [14]

Das vorliegende GTlab-Modell des V2500-A5 sieht eine luftgekühlte Hochdruckturbine und eine ungekühlte Niederdruckturbine vor. Der relative Anteil der gesamten Kühlluft an dem Eintrittsmassenstrom beträgt 23,7%, die an der achten und an der zehnten Stufe des Hochdruckverdichters sowie am Eintritt der Brennkammer abgezweigt werden.

Der Designpunkt des vorliegenden GTlab-Modells ist der Take-Off Betriebspunkt. Die Betriebspunkte Cruise, Maximum-Take-Off, Top-of-Climb und Landeanflug werden über Off-Designpunkte berechnet. Da die Auswertungen in dieser Arbeit in der Regel im Cruise Betriebspunkt durchgeführt werden, wurde das GTlab-Modell so abgeändert, dass der Cruise Betriebspunkt als Designpunkt dient. Diese Abänderung des GTlab-Modells wurde so durchgeführt, dass das Verhalten des Triebwerks in allen Betriebspunkten identisch bleibt. Weiterhin wurden an den Stationen am Ein- und Austritt der Turbokomponenten axiale Machzahlen und Nabenverhältnisse hinzugefügt, um eine Modellierung der Radien an diesen Stationen zu ermöglichen.

In den Tabellen 1 und 2 sind einige ausgewählte Designparameter und Performancewerte des GTlab-Modells des V2500-A5 zusammengestellt. Eine ausführliche Tabelle der Randbedingungen der Betriebspunkte, der Designparameter und der Performancewerte ist in Anhang A zu finden.

Tabelle 1: Ausgewählte Designparameter des Modells des V2500-A5

Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
BPR	—	4,95	4,97	4,62
FPR	—	1,63	1,61	1,73
OPR	—	27,2	25,6	30,95
$T4$	K	1446	1649	1469

Tabelle 2: Ausgewählte Performancewerte des Modells des V2500-A5

Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
η_{Th}	%	45,4	37,9	46,7
η_{Prop}	%	72,7	0,0	70,2
η_{Total}	%	33,0	0,0	32,7
SFC	g/kNs	16,5	9,8	16,3

3.2 Studien der Designparametern des V2500-A5

3.2.1 Ziel und Vorgehensweise der Studien

Um die Unterschiede in der Performance des V2500-A5 und des PW1100G-JM besser beurteilen zu können und einen allgemeinen Überblick über die Auswirkungen der Designparameter auf die Performance zu erhalten, sollen zunächst die Einflüsse der vier Designparameter Bypassverhältnis, Fandruckverhältnis, Gesamtdruckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur auf die Performance eines Triebwerks genauer untersucht werden. Hierzu werden zwei Studien durchgeführt, die auf dem bereits vorhandenen GTlab-Modell des V2500-A5 aufbauen. Als Kennzahl zur Beurteilung der Performance wird der schubspezifische Verbrauch im Cruise Betriebspunkt verwendet. In der ersten Studie wird das Bypassverhältnis in dem Intervall von 3,95 bis 9,95 schrittweise erhöht. Zu jedem Bypassverhältnis wird das Fandruckverhältnis in individuellen Intervallen variiert, in denen das Verbrauchsminimum liegt. Die zweite Studie sieht eine Variation des Gesamtdruckverhältnisses in dem Intervall von 25,2 bis 39,2 unter individueller Anpassung der Turbineneintrittstemperatur vor.

Beide Studien werden in drei Varianten durchgeführt, die im unterschiedlichen Grad die Folgeeffekte der Parametervariationen berücksichtigen. In der Variante A werden die polytropen Wirkungsgrade aller Turbokomponenten sowie die relative Kühlluftmenge konstant gehalten. Variante B sieht eine Anpassung der Wirkungsgrade des Boosters, des Hochdruckverdichter, der Hochdruckturbine und der Niederdruckturbine an den veränderten Durchsatz vor. Der Hintergrund hierzu ist, dass durch einen verringerten Durchsatz die geometrische Ausdehnung der Komponenten, insbesondere der Schaufelhöhen kleiner wird. Da der Radialspalt an den Schaufeln nicht beliebig verkleinert werden kann, steigt mit kleiner werdenden Durchsatz der relative Anteil des Radialspalts, wodurch der Wirkungsgrad schlechter wird. Die Dimensionen des Fans werden als so groß angenommen, dass sich dieser Effekt am Fan nicht bemerkbar macht und der polytrope Wirkungsgrad des äußeren und inneren Bereichs des Fans in der Studie konstant gehalten wird.

In Variante C wird zusätzlich zur Anpassung der Wirkungsgrade auch die Menge der relativen Kühlluft an das veränderte Temperaturniveau im Betriebspunkt mit der maximalen thermischen Belastung angepasst. Steigt die Temperatur am Eintritt der Hochdruckturbine oder die Temperatur der Kühlluft wird mehr Kühlluft benötigt, damit die maximalen Materialtemperaturen in der Hochdruckturbine nicht überschritten werden. Auf der anderen Seite reicht bei geringeren Temperaturen weniger Kühlluft aus, was sich positiv auf die Performance auswirkt. Die Menge der in der Hochdruckturbine zugeleiteten Kühlluft hat auch Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Turbine. Auch dieser Effekt wird in dieser Variante berücksichtigt.

In Tabelle 3 ist das Gleichungssystem zusammengefasst, welches bei der Durchführung der Variante A der ersten Studie verwendet wurde. Als Ausgangspunkt dieser Studie dient der Cruise Betriebspunkt des Modells. Der Nettoschub und die Turbineneintrittstemperatur werden auf dem Wert des Ausgangspunktes konstant gehalten und über die Freigabe des Luftmassenstroms, der durch das Triebwerk geleitet wird, sowie über das Kraftstoff-zu-Luft-Verhältnis in der Brennkammer eingestellt. Das Druckverhältnis im inneren Bereich des Fans wird über ein festes Verhältnis zu dem Druckverhältnis im äußeren Bereich des Fans eingestellt, welches in dieser Studie über das Fandruckverhältnis vorgegeben wird. Damit trotz der Veränderung des Druckverhältnisses im inneren des Fans das Gesamtdruckverhältnis auf dem Wert des Ausgangspunktes gehalten werden kann, werden die Werte der

Druckverhältnisse des Boosters und des Hochdruckverdichters freigegeben. Als zusätzliche Vorgabe wird das Verhältnis aus den Stufendruckverhältnissen des Boosters und des Hochdruckverdichters in der Studie konstant gehalten. Weiterhin werden die Drehzahlen der Niederdruckwelle und der Hochdruckwelle über konstante relative Machzahlen an den Schaufelspitzen am Eintritt des Fans und des Hochdruckverdichters eingestellt.

Tabelle 3: Gleichungssystem der BPR-FPR Studie in Variante A

Randbedingungen	Independents	Dependents
$H = 10668 \text{ m}$	\dot{m}_{Air}	$F_N = 22,5 \text{ kN}$
$Ma_0 = 0.78$	FAR_{Burner}	$T4 = 1446 \text{ K}$
$\Delta T_{ISA} = 10 \text{ K}$	Π_{HPC}	$OPR = 27,2$
	$\Pi_{Booster}$	$\Pi_{HPC,St} / \Pi_{Booster,St} = 1,10$
	$\Pi_{Fan,i}$	$\Pi_{Fan,a} / \Pi_{Fan,i} = 1,10$
	N_{LP}	$Ma_{Fan,tip,rel} = 1,43$
	N_{HP}	$Ma_{HPC,tip,rel} = 1,12$

Zur Anpassung der Wirkungsgrade in Variante B werden zusätzlich die Werte der polytropen Wirkungsgrade der vier Turbokomponenten freigegeben und über Vorgaben eingestellt, die auf Gleichung 3.1 aus [11] Gleichung 5.2.1.5 basieren. Die Werte der Konstanten $\dot{m}_{korr}^* = 70 \text{ kg/s}$, $m_{Verdichter} = 0,063$ und $m_{Turbine} = 0,236$ werden ebenfalls aus [11] übernommen. Die Werte von η_{pol}^* wurden für die einzelnen Komponenten im Ausgangspunkt bestimmt und in der Studie konstant gehalten.

$$\frac{1 - \eta_{pol}}{1 - \eta_{pol}^*} = \left(\frac{\dot{m}_{korr}}{\dot{m}_{korr}^*} \right)^{-m} \quad (3.1)$$

In Variante C der Studien werden die relativen Kühlluftmengen, die den vier Schaufelreihen der Hochdruckturbine zugeleitet werden, über vier Geradengleichungen bestimmt, die aus den Diagrammen [11] Bild 5.2.3.16 und [11] Bild 5.2.3.17 hergeleitet wurden. Eine ausführliche Beschreibung der Herleitung dieser Geradengleichungen ist in Anhang B zu finden. Diese Gleichungen sind abhängig von den Temperaturen die während des Take-Off-Betriebspunkt im Hochdruckbereich des Triebwerks auftreten. Aus diesem Grund muss in der Studie zur Bestimmung der Kühlluftmengen ein Target-Converger verwendet werden. Durch den Target-Converger werden die Kühlluftströme im Designpunkt Cruise so angepasst, dass im

Off-Designpunkt Take-Off die hergeleiteten Gleichungen erfüllt werden. Die Anpassung des Wirkungsgrades der Hochdruckturbine an die veränderte Kühlluftmenge findet über eine Beziehung statt, die aus [11] Bild 5.2.3.18 abgeleitet wurde. Auch hier sei für eine ausführliche Beschreibung des Vorgehens auf Anhang C verwiesen.

Für alle Varianten wurden für jedes vorgegebene Bypassverhältnis zusätzlich die Fandruckverhältnisse ermittelt, bei denen der spezifische Verbrauch minimal wird. Bei den Bestpunkten der Variante C wurde weiterhin das Verhalten im Off-Design untersucht.

3.2.2 Einflüsse von BPR und FPR

Abbildung 10 zeigt die Ergebnisse der BPR-FPR Studie als Kurvenschar. In der Kurvenschar wurde in Linien konstanter Bypassverhältnisse der schubspezifische Verbrauch über dem Fandruckverhältnis aufgetragen. Für alle drei Varianten lassen sich gemeinsame Trends erkennen. Zum einen gibt es für jedes gegebene Bypassverhältnis ein optimales Fandruckverhältnis, bei dem der spezifische Verbrauch minimal wird. Zweitens nimmt der Wert dieses optimalen Fandruckverhältnisses bei steigenden Bypassverhältnissen ab.

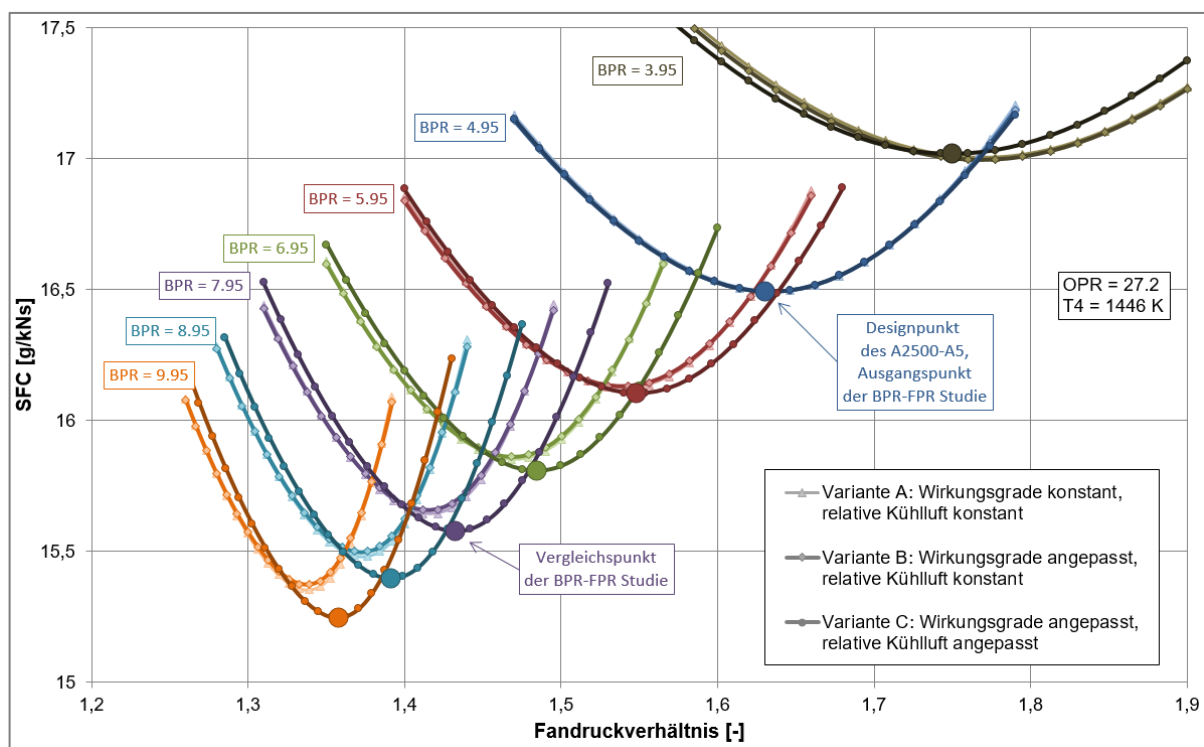


Abbildung 10: Kurvenschar der BPR-FPR Studie

Drittens führen steigende Bypassverhältnisse dazu, dass der spezifische Verbrauch im Punkt des optimalen Fandruckverhältnisses abnimmt. Viertens liegen bei steigenden Bypassverhältnissen die Kurven konstanter Bypassverhältnisse enger beieinander. Dadurch werden die Unterschiede des Fandruckverhältnis und des spezifischen Verbrauch in den Bestpunkten geringer. Und letztlich wird der spezifische Verbrauch bei steigenden Bypassverhältnissen empfindlicher gegenüber Änderungen des Fandruckverhältnisses. Die gleiche Änderung des Fandruckverhältnisses bei konstantem Bypassverhältnis führt somit bei höheren Bypassverhältnissen zu größeren Unterschieden im spezifischen Verbrauch.

Aus der Kurvenschar wird weiterhin deutlich, dass bei steigendem Bypassverhältnis der Unterschied zwischen den Varianten A und B größer wird, je weiter das Bypassverhältnis vom Ausgangswert der Studie abweicht. Bei größer werdenden Bypassverhältnissen wird der Verbrauch im Bestpunkt bei Variante B zunehmend schlechter als im Bestpunkt der Variante A. Das ist dadurch zu erklären, dass bei steigendem Bypassverhältnis der Massenstrom im Kerntriebwerk kleiner wird, obwohl der gesamte Luftmassenstrom im Triebwerk zunimmt. Durch den geringeren Massenstrom im Kerntriebwerk werden die Komponenten im Kerntriebwerk kleiner, wodurch der Wirkungsgrad der Turbokomponenten im Kerntriebwerk schlechter wird. Die Unterschiede zwischen den Variante A und B sind aber nur gering. So nimmt der spezifische Verbrauch in den Bestpunkten bei einer Erhöhung des Bypassverhältnisses vom Ausgangspunkt der Studie bei 4,95 auf einen Wert von 7,95 in Variante A um 5,16% und in Variante B um 5,07% ab.

Bei zusätzlicher Anpassung der Kühlluft fallen die Unterschiede größer aus, wie ein Vergleich der Varianten B und C deutlich macht. Im Gegensatz zum Einfluss der Komponentengrößen verbessert sich die Performance der Triebwerke durch eine Anpassung der Kühlluft bei einer Erhöhung des Bypassverhältnisses. Durch eine Erhöhung des Bypassverhältnisses wird der Kühlluftbedarf geringer. Das liegt daran, dass in dieser Studie die Eintrittstemperatur in die Hochdruckturbine im Cruise-Betriebspunkt konstant gehalten wird, die Kühlluftmengen aber im Take-Off-Betriebspunkt bestimmt werden. Eine Erhöhung des Bypassverhältnisses vom Ausgangswert 4,95 auf 7,95 führt zu einer Verringerung der Turbineneintrittstemperatur im Take-Off von 1619K auf 1567K, wodurch der auf den Eintritt des Hochdruckverdichters bezogene relative Kühlluftstrom von 23,67% auf 21,52%

abnimmt. Das hat zur Folge, dass der thermische Wirkungsgrad um 0,75% steigt und der spezifische Verbrauch um 5,55% im Vergleich zu 5,07% in Variante B abnimmt.

Tabelle 4: Ergebnisse der BPR-FPR Studie des V2500-A5 Modells

Parameter	Einheit	Ausgangspunkt	Variante A	Variante B	Variante C
BPR	—	4,95	7,95	7,95	7,95
FPR	—	1,630	1,416	1,415	1,432
η_{Th}	%	45,44	44,23	44,19	44,69
η_{Prop}	%	72,69	78,75	78,75	78,25
SFC	g/kNs	16,49	15,64	15,66	15,58
ΔSFC	%	—	−5,16	−5,07	−5,55

Durch einfache Beziehungen werden in den Studien die aerodynamischen Belastungszahlen bestimmt. In Kapitel 3.2.3 folgen Erläuterungen zu den Bedingungen, die zur Bestimmung der Belastungskennzahlen verwendet wurden, sowie eine ausführlichere Auswertung der Einflüsse der Designparameter auf die aerodynamischen Belastungen der Turbokomponenten. Da die Erhöhung des Bypassverhältnisses zu deutlich höheren Belastungen in der Niederdruckturbinen führt, wurde als Vergleichspunkt für diese Studie der Bestpunkt bei einem Bypassverhältnis von 7,95 unter Variante C gewählt. Eine weitere Erhöhung des Bypassverhältnisses würde zwar zu noch besseren Verbrauchswerten führen, die zusätzliche Belastung in der Niederdruckturbinen aber zu groß werden. In Tabelle 4 ist dieser Vergleichspunkt dem Ausgangspunkt dieser Studie sowie den Bestpunkten der Varianten A und B des gleichen Bypassverhältnisses gegenübergestellt.

3.2.3 Einflüsse von OPR und T4

In dieser Studie wurden das Gesamtdruckverhältnis zwischen 25,2 und 39,2 schrittweise erhöht und die Turbineneintrittstemperatur in Intervallen um den Optimalwert für das jeweilige Gesamtdruckverhältnis unter den verschiedenen Bedingungen variiert. Das Bypassverhältnis wurde bei 7,95 und das Fandruckverhältnis bei 1,43 konstant gehalten. Die Vorgehensweise und das Gleichungssystem in dieser Studie entsprechen im Wesentlichen denen der ersten Studie. Der Ausgangspunkt für diese Studie wurde so ausgewählt, dass Bypassverhältnis, Fandruckverhältnis und Gesamtdruckverhältnis den Werten des Vergleichspunktes der ersten Studie entsprechen. Die Turbineneintrittstemperatur des Ausgangspunktes wurde so angepasst, dass der spezifische Verbrauch unter den

Bedingungen der Variante C minimal ist. Dadurch ergeben sich für den Ausgangspunkt ein Gesamtdruckverhältnis von 27,2 und eine Turbineneintrittstemperatur von 1422,8K bei einem relativen Kühlluftmassenstrom von 20,7%.

Der Aufbau des Gleichungssystems, mit dem diese Studie durchgeführt wurde, entspricht bis auf einen Unterschied dem Gleichungssystem der ersten Studie, welches in Tabelle 4 zusammengefasst ist. Da das Fandruckverhältnis in dieser Studie konstant ist, muss auch das Druckverhältnis im inneren Bereich des Fans nicht angepasst werden, weshalb diese Beziehung aus dem Gleichungssystem entfernt wurde. Ein weiterer Unterschied, der aber nichts am Aufbau des Gleichungssystems ändert, ist, dass das Gesamtdruckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur nicht bei den Werten von 27,2 und 1446K konstant gehalten wurden, sondern in jedem Punkt der Studie unterschiedliche Werte vorgegeben werden.

Die Bedingungen für die drei unterschiedlichen Varianten dieser Studie wurden soweit nötig im Ausgangspunkt neu festgelegt. In Variante A wurden die Wirkungsgrade aus dem Ausgangspunkt über der gesamten Studie konstant gehalten. Für Variante B musste der Parameter η_{pol}^* der Hochdruckturbine für Gleichung 3.1 neu bestimmt und die Dependents im Gleichungssystem angepasst werden. Die Bedingungen der übrigen Komponenten für Variante B sowie alle Bedingungen für Variante C konnten aus der vorherigen Studie übernommen werden.

Die Ergebnisse der OPR-T4 Studie sind als Kurvenschar von Linien konstanter Gesamtdruckverhältnisse über der Turbineneintrittstemperatur in Abbildung 11 dargestellt. Als Beurteilungskriterium auf der y-Achse wurde erneut der schubspezifische Verbrauch verwendet. Aus der Kurvenschar wird deutlich, dass es wie in der ersten Studie einige Trends gibt, die in allen drei Varianten zu erkennen sind. Allerdings fallen auch größere Unterschiede zwischen den Varianten auf.

In allen Varianten gibt es für jedes gegebene Gesamtdruckverhältnis eine optimale Turbineneintrittstemperatur, bei der der spezifische Verbrauch minimal wird, wobei die optimale Turbineneintrittstemperatur mit steigendem Gesamtdruckverhältnis zunimmt. Bei konstanten polytropen Wirkungsgraden und konstanten relativen Kühlluftmengen in Variante A nimmt der spezifische Verbrauch in den Bestpunkten bei einer Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses immer weiter ab. Diese Verbesserungen im spezifischen Verbrauch werden bei höheren Gesamtdruckverhältnissen immer geringer.

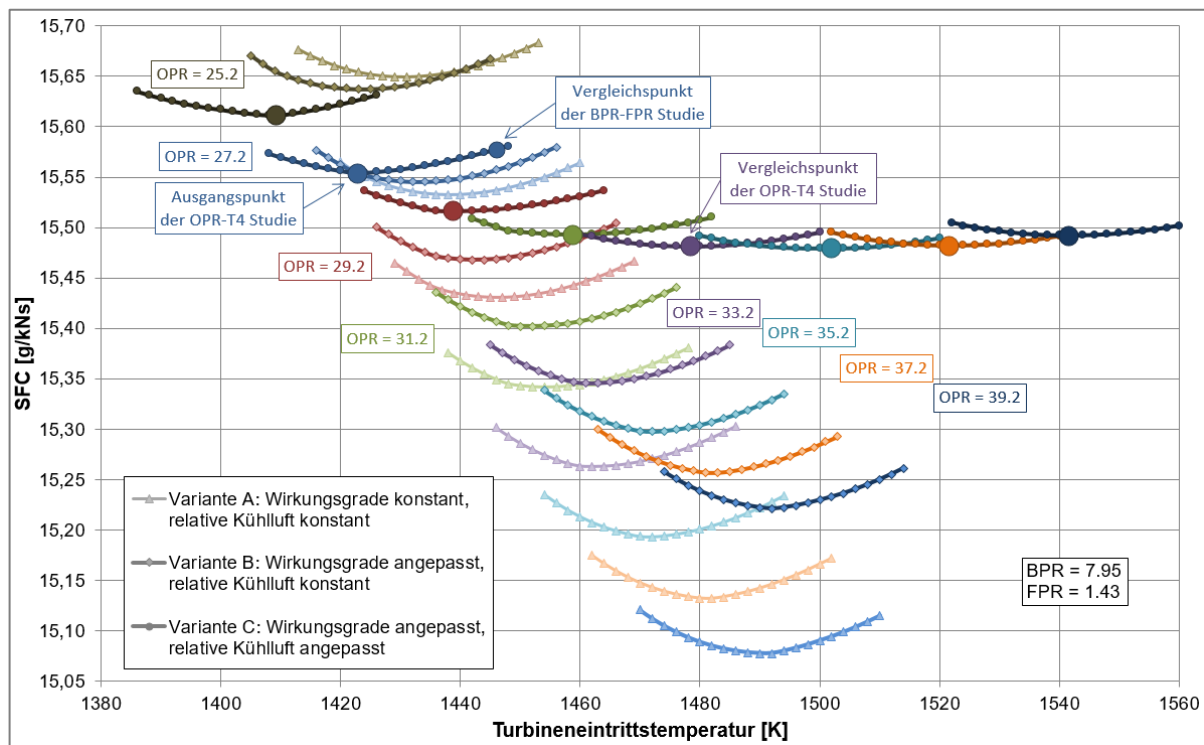


Abbildung 11: Kurvenschar der OPR-T4 Studie

Variante B mit Anpassung der Wirkungsgrade der Turbokomponenten an deren Massendurchsatz zeigt dieselben Trends wie Variante A. Allerdings führt eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses in dieser Variante zu geringeren Verbesserungen des spezifischen Verbrauchs in den jeweiligen Bestpunkten. Das liegt daran, dass durch eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur die massenbezogene Energiedichte des Luftmassenstroms immer größer wird. Um dieselbe Leistung zu liefern wird demnach ein kleinerer Massenstrom durch das Kerntriebwerk benötigt. Aufgrund des geringeren Massenstroms in den Komponenten werden deren Abmessungen kleiner, was aus den zuvor erläuterten Gründen zu schlechteren Wirkungsgraden führt. Die optimale Turbineneintrittstemperatur ist bei gleichem Gesamtdruckverhältnis in Variante B ebenfalls höher als in Variante A.

In Variante C wird zusätzlich zu den Wirkungsgraden auch die Kühlluftmenge angepasst. Das führt dazu, dass die Verbesserungen im spezifischen Verbrauch, die durch eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses möglich werden, im Vergleich zu Variante B abermals kleiner werden. Die steigenden Turbineneintrittstemperaturen im Cruise Betriebspunkt, die mit der Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses einhergehen, setzen sich in dem Take-Off Betriebspunkt fort, wodurch der Bedarf an Kühlluft steigt. Da somit mehr Luft an der Brennkammer vorbei geleitet wird,

verschlechtert sich die Performance des Triebwerks. Dadurch dass in der Hochdruckturbine mehr Kühlluft zugeleitet wird, verschlechtert sich zudem ihr Wirkungsgrad. Das führt dazu, dass ab einem Gesamtdruckverhältnis von 35,2 eine weitere Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses zu einer Steigerung des Verbrauchs führt.

Tabelle 5: Ergebnisse der OPR-T4 Studie des V2500-A5 Modells

Parameter	Einheit	Ausgangspunkt	Variante A	Variante B	Variante C
<i>OPR</i>	—	27,2	33,2	33,2	33,2
<i>T4</i>	<i>K</i>	1423	1462	1461	1478
η_{Th}	%	44,84	45,59	45,27	44,66
η_{Prop}	%	78,23	78,30	78,43	78,81
<i>SFC</i>	<i>g/kNs</i>	15,56	15,26	15,35	15,48
ΔSFC	%	—	−1,87	−1,34	−0,47

Da aber bereits eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses von 33,2 auf 35,2 nur zu einer weiteren Verbesserung des spezifischen Verbrauchs um 0,01% führt, dazu die Turbineneintrittstemperatur aber um weitere 23,6K erhöht werden muss, wurde der Bestpunkt bei einem Gesamtdruckverhältnis von 33,2 als Vergleichspunkt der Studie festgelegt. Der relative Kühlluftmassenstrom im Vergleichspunkt dieser Studie ist mit 23,6% um 3% höher als im Ausgangspunkt der Studie. Die Erhöhung der Kühlluftmenge und die Verschlechterung der Wirkungsgrade der Turbokomponenten haben zur Folge, dass sich der thermische Wirkungsgrad vom Ausgangspunkt zum Vergleichspunkt der Studie trotz höherem Gesamtdruckverhältnis und höherer Turbineneintrittstemperatur sogar verschlechtert. Tabelle 5 stellt diesem Vergleichspunkt den Ausgangspunkt der Studie sowie die Bestpunkte der Varianten A und B bei gleichen Gesamtdruckverhältnis gegenüber.

3.2.4 Auswirkungen auf die aerodynamische Belastung

In den beiden Studien wurden die Drehzahlen der beiden Wellen über konstante relative Machzahlen an den Schaufelspitzen des Fans und an den Schaufelspitzen der ersten Stufe des Hochdruckverdichters angepasst. Die radialen Abmessungen am Ein- und Austritt der Turbokomponenten wurde über konstante axiale Machzahlen und konstante Nabenverhältnisse in den Stationen angepasst. Durch diese einfachen Bedingungen können die Auswirkungen der Designparameter auf die aerodynamischen Belastungen in den Turbokomponenten mit der Enthalpiekennzahl

untersucht werden. In Tabelle 6 sind die Enthalpiekennzahlen der vier Turbokomponenten des Kerntriebwerks für die Ausgangspunkte und Vergleichspunkte der beiden Studien aufgelistet.

Tabelle 6: Auswertung der Enthalpiekennzahlen in den beiden Studien

Parameter	Einheit	BPR-FPR Studie		OPR-T4 Studie	
		Ausgangs- punkt	Vergleichs- punkt	Ausgangs- punkt	Vergleichs- punkt
BPR	—	4,95	7,95	7,95	7,95
FPR	—	1,630	1,432	1,432	1,432
OPR	—	27,2	27,2	27,2	33,2
$T4$	K	1446	1466	1423	1478
$\Pi_{Booster}$	—	1,75	1,82	1,82	1,92
Π_{HPC}	—	10,59	11,61	11,61	13,39
N_{LP}	$1/s$	78,80	67,00	66,18	66,09
N_{HP}	$1/s$	217,7	215,3	212,7	219,5
$\Psi_{Booster}$	—	0,41	0,58	0,58	0,66
Ψ_{HPC}	—	0,42	0,46	0,46	0,54
Ψ_{HPT}	—	1,24	1,37	1,36	1,61
Ψ_{LPT}	—	2,11	3,16	3,10	3,21

Der Vergleich der Enthalpiekennzahlen des Ausgangspunktes und es Vergleichspunktes der Studie 1 zeigt, dass die Erhöhung des Bypassverhältnisses zu deutlich höheren Belastungen im Booster und in der Niederdruckturbine führt. Die Enthalpiekennzahl des Boosters steigt um 41,0% und die der Niederdruckturbine um 50,0%. Der Hauptgrund dafür ist, dass wegen des höheren Bypassverhältnisses der Durchmesser des Fans von 1,55 m auf 1,82 m ansteigt. Damit die relative Machzahl an den Schaufelspitzen des Fans trotzdem konstant bleibt, muss die Drehzahl der Niederdruckwelle reduziert werden. Da die Drehzahl quadratisch in die Enthalpiekennzahl eingeht, steigt diese deutlich.

Die Ursache dafür, dass alle Enthalpiekennzahlen steigen ist, dass wegen des kleineren Fandruckverhältnisses im äußeren Bereich des Fans auch das Druckverhältnis im inneren Bereich des Fans kleiner wird. Für ein konstantes Gesamtdruckverhältnis müssen die Druckverhältnisse des Boosters und des Hochdruckverdichters steigen, wodurch die Enthalpiedifferenz und dadurch die

Belastungen in den beiden Komponenten steigen. Um die höheren Anforderungen der Verdichter zu bedienen, müssen auch die Leistungen der Turbinen steigen, wodurch wiederum deren Belastungen größer werden.

Die Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur in der zweiten Studie wirkt sich besonders stark auf die Hochdruckturbinen, den Hochdruckverdichter und den Booster aus, deren Enthalpiekennzahlen um 18,6%, 16,9% und 13,1% ansteigen. Die Erhöhung der aerodynamischen Belastungen des Boosters und des Hochdruckverdichters sind direkt mit der Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses verbunden. Zur Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses müssen die Druckverhältnisse des Boosters und des Hochdruckverdichters steigen. Die Druckverhältnisse der Verdichter sind direkt mit deren Enthalpiedifferenz verbunden, die wiederum proportional in die Enthalpiekennzahl eingeht. Die Gleichungssysteme der beiden Studien wurden so gewählt, dass die Erhöhung der Druckverhältnisse von Booster und Hochdruckverdichter so erfolgt, dass deren Stufendruckverhältnisse gleichmäßig steigen. Dadurch sollte erreicht werden, dass die zusätzlichen aerodynamischen Belastungen durch das höhere Gesamtdruckverhältnis gleichmäßig auf die Verdichter aufgeteilt werden. Da sich aber die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Komponenten im unterschiedlichen Maße ändern, hat sich die gleichmäßige Erhöhung der Stufendruckverhältnisse zwar in die Enthalpiedifferenzen aber nicht in die Enthalpiekennzahl fortgesetzt.

Auf Grund der höheren Druckverhältnisse der Verdichter steigen deren Leistungsanforderungen, die wiederum von den Turbinen geliefert werden müssen. Um die höheren Leistungen liefern zu können, müssen die einzelnen Stufen höhere Enthalpiedifferenzen abbauen, wodurch die aerodynamische Belastung der Turbinen steigt. Da die Niederdruckturbinen sowohl die Leistung für den Booster als auch für den Fan liefert, die Leistung des Fans aber konstant bleibt, steigt die aerodynamische Belastung der Niederdruckturbinen in einem deutlich geringeren Maße als die Belastung der anderen Turbomaschinen.

Auf Grund der höheren Drücke und Temperaturen im Kerntriebwerk durch das höhere Gesamtdruckverhältnis und die höhere Turbineneintrittstemperatur verkleinern sich die radialen Ausdehnungen des Kerntriebwerks. Das führt dazu, dass die Drehzahl der Hochdruckwelle um 3,18% steigt. Trotzdem sinken die mittleren Umfangsgeschwindigkeiten des Hochdruckverdichters und der Hochdruckturbinen um

2,85% und 2,91% bedingt durch die kleineren radialen Abmessungen. Dadurch steigen die Enthalpiekennzahlen dieser Komponenten zusätzlich an. Da die Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses keinen Einfluss auf die Drehzahl der Niederdruckwelle und nur einen relativ kleinen Einfluss auf die radialen Abmessungen des Boosters und der Niederdruckturbine hat, fällt dieser Effekt für diese Komponenten kleiner aus.

Die zwei Studien haben gezeigt, dass sowohl eine Erhöhung des Bypassverhältnisses bei gleichzeitiger Reduzierung des Fandruckverhältnisses als auch eine gleichzeitige Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur zu Verbesserungen der Triebwerksperformance führen, wobei der Effekt durch die Erhöhung des Bypassverhältnisses stärker ausfällt. Die Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur wird in dieser Studie durch einen steigenden Kühlluftbedarf und durch steigende aerodynamische Belastungen der Hochdruckkomponenten begrenzt. Eine unbegrenzte Erhöhung des Bypassverhältnisses wird in dieser Studie durch steigende aerodynamische Belastungen der Niederdruckturbine verhindert.

3.3 PW1000G als Triebwerk der aktuellen Generation

3.3.1 Hintergrund zur PW1000G-Triebwerksfamilie

Als Triebwerk der aktuellen Triebwerksgeneration wurde das PW1100G-JM ausgewählt, um es dem V2500-A5 als Triebwerk der 2000er Jahre gegenüberzustellen. Das PW1100G-JM gehört zur Triebwerksfamilie PW1000G, die erste moderne Triebwerksfamilie mit Planetengetriebe zwischen Fan und Niederdruckwelle und die erste Getriebeturbofanfamilie überhaupt für Linienflugzeuge [16]. Die PW1000G Serie wird von Pratt & Whitney produziert, wobei an dem PW1100G-JM mit der JAEC und der MTU auch zwei Partner aus der IAE beteiligt sind. Die Beteiligung der Partner wird im Namen des Triebwerks durch den Zusatz „-JM“ repräsentiert [19]. Das PW1100G-JM ist das größte Triebwerk der Familie [20] und stellt neben dem CFM LEAP-1A eine der Optionen an der Airbus A320neo Serie dar [19]. Andere Triebwerke der PW1000G Familie werden an dem Mitsubishi Space Jet, der Embraer E-Jet E2 Serie, dem Airbus A220 und der Irkut MC-21 eingesetzt [20]. Das PW1100G-JM wurde im Dezember 2014 zertifiziert und hatte seine Markteinführung im Januar 2016 [15]. Bis Juni 2019 waren über 470 Flugzeuge mit einem Triebwerk der PW1000G-Familie im Einsatz, die über 110 Millionen Passagiere transportiert haben [20].

3.3.2 Design und Aufbau des PW1100G-JM

Das PW1100G-JM ist wie das V2500-A5 ein zweiwelliges Triebwerk der mittleren Schubklasse. Das PW1100G-JM hat ein Bypassverhältnis von 12.5 und je nach Ausführung einen Startschub zwischen 24.000 und 33.000 lbf. Wie die meisten Triebwerke mit hohen Bypassverhältnissen und im Gegensatz zum V2500-A5 hat das PW1100G-JM zwei getrennte Düsen für den Heißgasstrom und den Kaltluftstrom. Der Verzicht auf die Mischung der beiden Ströme im Triebwerk hat zwar einen negativen Einfluss auf die Thermodynamik des Triebwerks, durch eine Mischung würden aber die Länge und die Masse des Triebwerks deutlich zunehmen.

Der auffälligste Unterschied gegenüber dem V2500-A5 und das Alleinstellungsmerkmal der PW1000G-Serie ist aber das Planetengetriebe, welches den Fan mit der Niederdruckwelle verbindet. Durch das Getriebe kommen zwar zusätzliche Komplexität und Gewicht in das Triebwerk, allerdings können durch das Getriebeverhältnis von ca. 3:1 der Fan 40% langsamer und die Niederdruckwelle 80% schneller als in älteren Triebwerksgenerationen laufen [21]. Auf Grund der höheren Drehzahl der Niederdruckwelle können im Booster und in der Niederdruckturbine pro Stufe größere Enthalpiedifferenzen auf- bzw. abgebaut werden, ohne dass die aerodynamische Belastung in den Stufen steigt. Dadurch sind im Booster und in der Niederdruckturbine nur drei Stufen nötig. Insgesamt konnten durch das Getriebe laut Herstellerangaben 2000 Schaufeln eliminiert werden [21]. Der schematische Vergleich eines Getriebeturbofans aus der PW1000G-Familie mit einem herkömmlichen zweiwelligen Turbopan in Abbildung 12 verdeutlicht das Potenzial zur Einsparung von Triebwerkslänge und –Gewicht durch den Einbau des Getriebes.

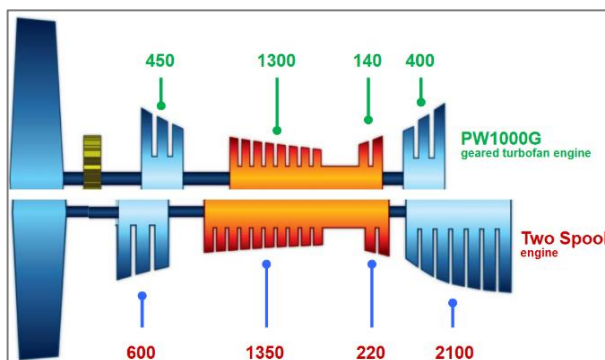


Abbildung 12: Schematischer Vergleich eines PW1000G mit einem DDTF, nach [22]

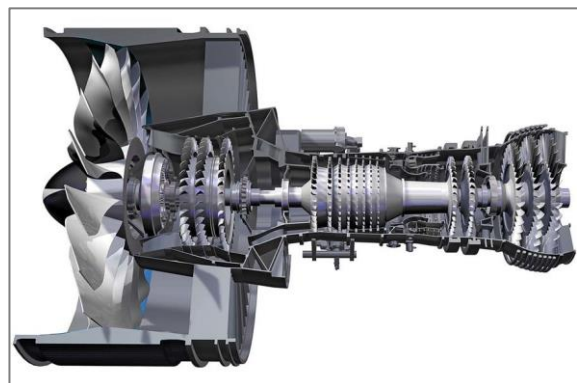


Abbildung 13: Schnittzeichnung des PW1100G-JM, [23]

Wie in der Schnittzeichnung des PW1100G-JM in Abbildung 13 zu sehen ist, konnten auch im achstufigen Hochdruckverdichter im Vergleich zum V2500-A5 zwei Stufen eliminiert werden. Die Hochdruckturbine ist wie im V2500-A5 zweistufig ausgeführt. Die Brennkammer des PW1100G-JM arbeitet nach dem Rich-Quench-Lean Verfahren, wodurch die Emission von Stickoxiden vermindert werden soll [24].

In dem vorliegenden GTlab-Modell des PW1100G-JM wird sowohl die Hochdruckturbine als auch die Niederdruckturbine mit Druckluft gekühlt. Insgesamt werden 21,2% des Verdichtermassenstroms für die Kühlung der Turbinen abgezweigt. Davon entfallen 6,9% auf die erste Statorreihe, 12,8% auf die restliche Hochdruckturbine und 1,5% auf die Niederdruckturbine. Als Designpunkt des GTlab-Modells dient der Cruise Betriebspunkt. Die Betriebspunkte Maximum-Take-Off-Thrust, End-of-Field, Maximum-Continuous-Thrust, Top-of-Climb und Leerlauf werden über Off-Designpunkte berechnet. In den Tabellen 7 und 8 sind ausgewählte Designparameter und Performancewerte des GTlab-Modells zusammengefasst. Eine ausführliche Auflistung der Designparameter und Leistungsdaten ausgewählter Betriebspunkte ist im Anhang D zu finden.

Tabelle 7: Ausgewählte Designparameter des Modells des PW1100G-JM

Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
BPR	—	12,5	11,6	11,8
FPR	—	1,42	1,44	1,49
OPR	—	38,6	39,5	44,1
$T4$	K	1545	1903	1727

Tabelle 8: Ausgewählte Performancewerte des Modells des PW1100G-JM

Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
η_{Th}	%	47,5	41,3	48,4
η_{Prop}	%	82,5	0,0	79,4
η_{Total}	%	39,2	0,0	38,4
SFC	g/kNs	13,6	7,3	14,2

Gegenüber dem V2500-A5 ergibt sich aus den GTlab-Modellen eine Verringerung des spezifischen Verbrauchs im Cruise Betriebspunkt um 17,5%. Dieser Wert deckt sich mit Herstellerangaben, dass die PW1000G-Triebwerksfamilie Einsparungen des Kraftstoffverbrauchs um bis zu 16% gegenüber Turbofans der vorherigen Generation ermöglicht [25].

3.4 Sensitivitätsanalysen

Zur Untersuchung, welche Designparameter den größten Einfluss auf die Performance eines Turbofans haben, wurden für die Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM Sensitivitätsanalysen mit der Morris Methode durchgeführt. Anschließend wurden die Sensitivitäten linear extrapoliert, um eine qualitative Aussage darüber zu erhalten, welche Unterschiede im Design der beiden Triebwerke den größten Anteil an der Performanceverbesserung des PW1100G-JM gegenüber dem V2500-A5 haben. Bei der Auswertung der Sensitivitäten wurde der schubspezifische Verbrauch als Kennzahl für die Performance verwendet.

In den Sensitivitätsanalysen der beiden Triebwerksmodelle mit der Morris Methode wurden die Werte der Designparameter in einem Intervall von minus einem Prozent bis plus einem Prozent des ursprünglichen Wertes betrachtet. Bei manchen Parametern wie den mechanischen Wirkungsgraden der Wellen oder den Druckverlustkoeffizienten der Strömungskanäle waren die ursprünglichen Werte so groß, dass sie nicht um 1% erhöht werden konnten. In diesen Fällen wurde der ursprüngliche Wert des Parameters für die Intervallgrenzen um 0,1% erhöht und verringert. Der Ausbrandwirkungsgrad der Brennkammer ist mit 99,95% so hoch, dass er nur um 0,01% variiert wurde.

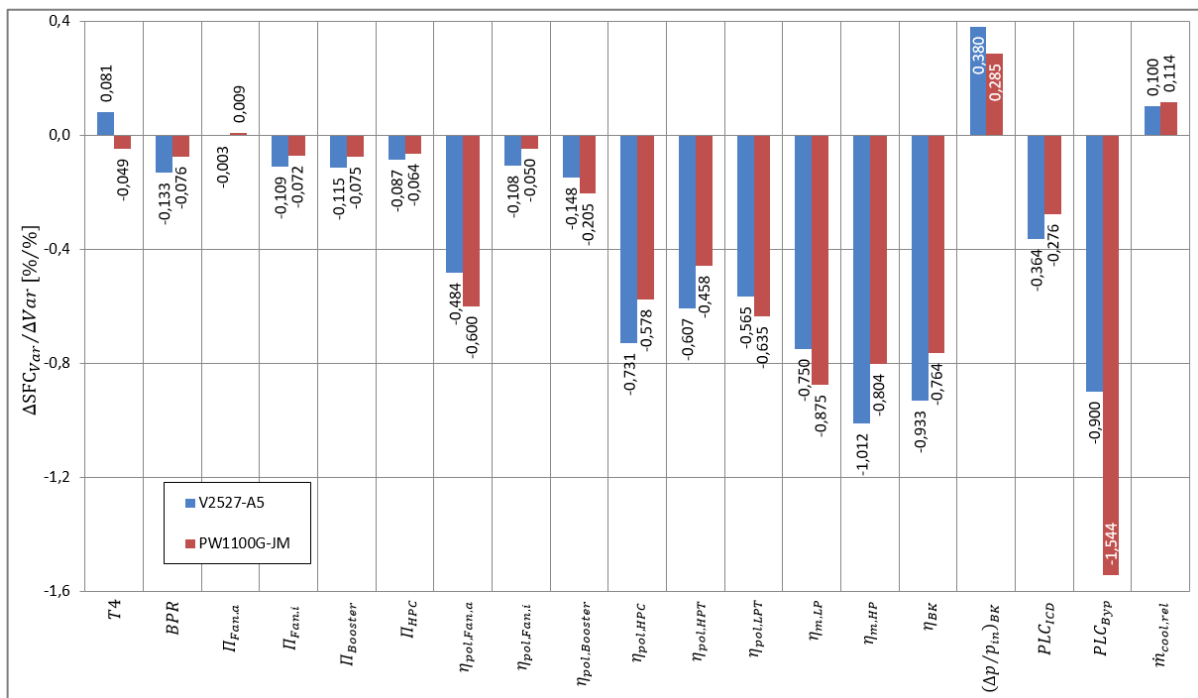


Abbildung 14: Sensitivitäten der Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM

Die Sensitivitäten der Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM sind in Abbildung 14 dargestellt, die mit der Morris Methode ermittelt wurden. Die Ergebnisse sind so zu interpretieren, dass eine Änderung des Werts des jeweiligen Parameters um 1% zu der im Diagramm angegebenen Änderung des spezifischen Verbrauchs führt. Beispielsweise würde eine Erhöhung des Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals im Modell des PW1100G-JM um 1% zu einer Reduzierung des Verbrauchs des PW1100G-JM um 1,54% führen.

Aus der Abbildung geht hervor, dass die beiden Modelle sehr sensibel auf Veränderungen des Druckkoeffizienten des Bypasskanals und auf Veränderungen der Wirkungsgrade von Fan, Hochdruckverdichter, Hochdruckturbine, Niederdruckturbine, Niederdruckwelle, Hochdruckwelle und Brennkammer reagieren. Auf Änderungen der Turbineneintrittstemperatur, des Bypassverhältnisses sowie der Druckverhältnisse von Fan, Booster und Hochdruckverdichter scheinen die Modelle nicht sehr sensibel zu sein.

Auffällig ist, dass die Sensitivitäten der Turbineneintrittstemperatur und des Fandruckverhältnisses im äußeren Bereich des Fans relativ klein und in den beiden Modellen unterschiedliche Tendenzen haben. Allerdings sind diese Sensitivitäten auf Grund einer Eigenheit der Morris Methode missverständlich. Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, führt ein nicht monotoner Zusammenhang einer Variablen mit dem Output zu einer fehlerhaften Unterschätzung des Einflusses dieser Variablen. Wie die Studien in Kapitel 3.2 gezeigt haben, sind die Einflüsse des Fandruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur auf den spezifischen Verbrauch nicht monoton sondern stark von dem Bypassverhältnis bzw. von dem Gesamtdruckverhältnis abhängig.

Aus den Ergebnissen in Abbildung 14 könnte abgeleitet werden, dass Parameter mit einer niedrigen Sensitivität wie dem Bypassverhältnis nicht der Fokus für eine Verbesserung eines Turbofans sein sollten. Diese Darstellung ist jedoch irreführend, da in der Grafik die Auswirkungen auf die Performance bei einer Änderung der Parameter um 1% dargestellt sind. Allerdings haben viele der Parameter mit hohen Sensitivitäten nur kleine Spannweiten für Verbesserungen. Beispielsweise kann der Ausbrennwirkungsgrad mit Werten in beiden Modellen von 99,9% und 99,95% nur noch minimal erhöht werden, wohingegen eine Erhöhung des Bypassverhältnisses des V2500-A5 von 4,95 um 5% auf 5,2 durchaus möglich erscheint.

Zu einer besseren Abschätzung, welche Parameter das größte Entwicklungspotenzial haben, soll mit Hilfe der ermittelten Sensitivitäten abgeschätzt werden, welche Anteile die Veränderungen der einzelnen Designparameter an der Verbesserung der Performance des PW1100G-JM gegenüber dem V2500-A5 haben. Hierzu werden die ermittelten Sensitivitäten mit den tatsächlich vorhandenen Differenzen zwischen den Werten der Parameter in beiden Modellen multipliziert. Bei dieser Vorgehensweise wird angenommen, dass sich die ermittelten Sensitivitäten linear über die gesamte Spannweite der Parameterwerte extrapolieren lassen. Da diese Annahme aber stark vereinfachend ist, dienen die Erkenntnisse nur für eine grobe qualitative Einschätzung der Anteile. In Abbildung 15 sind die Ergebnisse dieser Einschätzung dargestellt, wobei einmal die Sensitivitäten des V2500-A5 und das andere Mal die Sensitivitäten des PW1100G-JM zur Abschätzung der Anteile verwendet wurden.

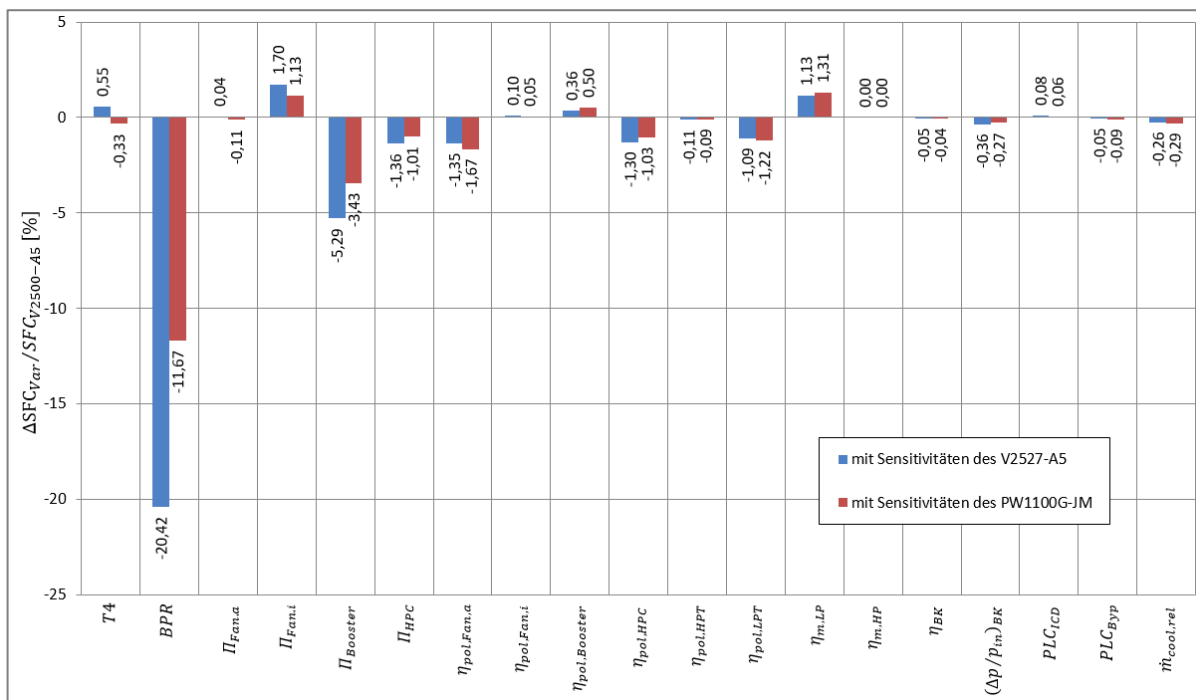


Abbildung 15: Anteile der Designparameter an der Performanceverbesserung

Aus Abbildung 15 wird deutlich, dass die Parameter, für die in Abbildung 14 eine hohe Sensitivität festgestellt wurde, auf Grund von geringen Verbesserungen im PW1100G-JM gegenüber dem V2500-A5 nur einen kleinen Anteil an der Performanceverbesserung haben. Stattdessen ergibt sich für die Erhöhung des Bypassverhältnisses der größte Anteil an der Verbesserung der Performance des PW1100G-JM gegenüber dem V2500-A5.

Der positive Einfluss des Gesamtdruckverhältnisses wird ebenfalls durch die hohen Anteile der Druckverhältnisse der Verdichter deutlich. Auf Grund der zuvor diskutierten Eigenheit der Morris Methode werden die Anteile des Fandruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur auch in Abbildung 15 missverständlich dargestellt. Der negative Einfluss durch die zusätzlichen Verluste im Getriebe des PW1100G-JM spiegelt sich in dem negativen Einfluss der Niederdruckwelle auf den Verbrauch wieder. Der negative Einfluss auf die Performance des Triebwerks durch die separaten Düsen des PW1100G-JM gegenüber der Vermischung des Kaltluftstroms mit dem Heißgasstrom im V2500-A5 wird in dieser Auswertung nicht deutlich.

Abbildung 14 und 15 legen weiterhin dar, dass die Sensitivitäten für viele Designparameter, insbesondere aber für das Bypassverhältnis und für die Druckverhältnisse im Modell des PW1100G-JM kleiner als im Modell des V2500-A5 sind. Daraus kann gefolgert werden, dass das Verbesserungspotenzial durch eine Erhöhung dieser Parameter mit zunehmenden Werten immer kleiner wird. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Ergebnissen der Studien in Kapitel 3.2.

Die Auswertung der Sensitivitäten hat gezeigt, dass die Verbesserungen der Performance vom V2500-A5 aus dem Jahr 1993 zum PW1100G-JM aus der modernen Triebwerksgeneration vor allem durch eine Erhöhung des Bypassverhältnisses und des Gesamtdruckverhältnisses erreicht wurden. Die deutliche Steigerung des Bypassverhältnisses wurde durch den Einbau eines Getriebes und durch die separaten Düsen im PW1100G-JM möglich. Die Studien in Kapitel 3.2 sowie die Sensitivitätsanalyse haben aber verdeutlicht, dass die Performanceverbesserungen durch weitere Erhöhung dieser beiden Designparameter immer kleiner werden. Besonders für das Gesamtdruckverhältnis hängen die weiteren Entwicklungspotenziale auch stark von den möglichen Turbineneintrittstemperaturen und dem damit verbundenen Kühlluftbedarf ab. Womöglich müssen für weitere Verbesserungen der Turbofans auch Parameter untersucht werden, die zwar nur einen geringeren Anteil an der bisherigen Verbesserung der Turbofans hatten, bei denen aber auf Grund hoher Sensitivitäten bereits kleine Verbesserungen großen Einfluss auf die Triebwerksperformance haben können.

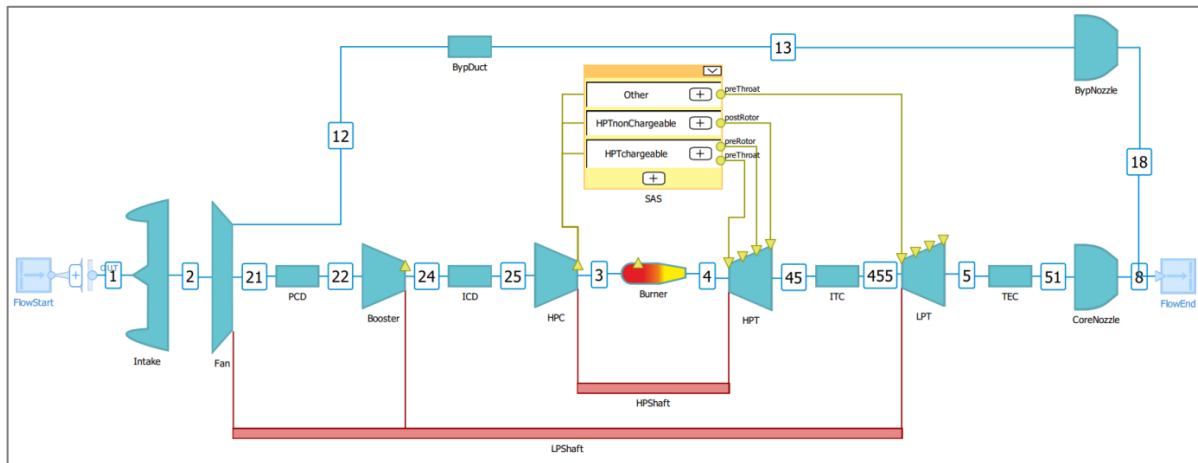
4. Projektierung konventioneller Turbofans

4.1 Entwicklung der Triebwerksmodelle

Die Beurteilung des Entwicklungspotenzials durch eine weitere evolutionäre Verbesserung von konventionellen Turbofans gegenüber der aktuellen Triebwerksgeneration soll an Hand von Triebwerksmodellen mit Annahmen für das Technologieniveau des Jahres 2050 durchgeführt werden. Da die Abschätzung der Designparameter für das Jahr 2050 mit großen Unsicherheiten verbunden ist, wurden zwei Modelle erstellt. Dem einen Modell wurden konservative und dem anderen Modell optimistische Annahmen zur Verbesserung der Komponenten zugrunde gelegt. Ein Vergleich dieser Modelle mit Triebwerken der aktuellen Generation soll zeigen, welche Verbesserung des Turbofans mit einer sehr hohen Sicherheit erreicht werden können und wo die Obergrenze des möglichen Entwicklungspotenzials liegt. Durch eine weitere Analyse der beiden Modelle sollen die Parameter identifiziert werden, die einerseits den größten Anteil an den ermittelten Entwicklungspotenzialen haben und andererseits die größten Abweichungen zwischen beiden Modellen verursachen.

Damit die Triebwerksmodelle mit den Technologieannahmen für das Jahr 2050 mit den zuvor analysierten Modellen des V2500-A5 und des PW1100G-JM verglichen werden können, werden die zukünftigen Turbofans ebenfalls für die Schubklasse der Schmalrumpfflugzeuge projektiert. Da in dieser Arbeit nur das Potenzial der Triebwerke untersucht werden soll, werden etwaige Veränderungen der Schubanforderungen durch Fortschritte im Flugzeugdesign nicht beachtet und für die Betriebspunkte in den Triebwerksmodellen die gleichen Schubanforderungen wie im Modell des PW1100G-JM angenommen.

In diesem Teil der Arbeit werden nur evolutionäre Verbesserungen der Turbofans untersucht. Aus diesem Grund werden keine revolutionären Eingriffe in die Architektur der Turbofans gegenüber dem PW1100G-JM vorgenommen. In den Triebwerksmodellen für das Jahr 2050 werden zweiwellige Getriebefans mit separaten Schubdüsen projektiert. In Abbildung 16 ist der Aufbau der GTlab Modelle dargestellt, der für das konservative und das optimistische Triebwerks identisch ist. Der Designpunkt der Modelle ist der Cruise Betriebspunkt. Zur Bestimmung der Off-Designpunkte wurden generische Kennfelder verwendet, die so angepasst wurden, dass der Cruise-Betriebspunkt im Wirkungsgradmaximum liegt.



In dem folgenden Kapitel werden die Annahmen zu den Technologieverbesserungen der einzelnen Komponenten eines Turbofans vorgestellt, auf deren Basis die Werte der Designparameter in dem konservativen und in dem optimistischen Modell gewählt wurden. Als Teil der Literaturrecherche zu diesen Technologieverbesserungen wurden die Triebwerksmodelle, die in [26] und [27] für das Technologieniveau des Jahres 2050 vorgestellt werden, in GTlab nachgebildet. Die Ergebnisse der Literaturrecherche wurden anschließend mit den Fachabteilungen Fan und Verdichter, Turbine und Brennkammer des Instituts für Antriebstechnik am DLR diskutiert. Da in der Literatur nur wenige explizite Zahlenwerte für die Entwicklung der Designparameter zu finden sind, basieren die in den Modellen konkret gewählten Werte in vielen Fällen auf den Analysen der Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM, die in Kapitel 3 erläutert werden, auf den nachgebildeten Modellen aus [26] und [27] sowie auf den Experteninterviews in den Fachabteilungen.

Die Geometrie an den Ein- und Austritten der Turbokomponenten werden in den Modellen über die Machzahlen und die Nabenverhältnisse an den Stationen bestimmt. Diese Parameter wurden so gewählt, dass sich sowohl ein sinnvoller Verlauf der Gehäuse- und Nabenradien als auch realistische Belastungskennzahlen ergeben. Die Größenordnungen von Machzahl und Nabenverhältnissen wurden an die Spannweiten angepasst, die in [11] für historisch ausgeführte Triebwerke angegeben sind.

4.2 Verbesserungen der Triebwerkskomponenten

4.2.1 Fan

Für die Simulation der Fanstufe in GTlab müssen die Designparametern Bypassverhältnis, Fandruckverhältnis, Wirkungsgrad und Getriebeverhältnis angegeben werden. Für das Fandruckverhältnis und den Wirkungsgrad wird weiterhin zwischen den Werten im äußeren Bereich des Fans und im inneren Bereich des Fans unterschieden, die die Anteile des Luftstroms beschreiben, die hinter dem Fan in den Bypasskanal bzw. in das Kerntriebwerk und geleitet werden. Weiterhin muss ein Druckverlustkoeffizient für den Bypasskanal angegeben werden.

Wie in Kapitel 3.2 gezeigt wurde, führt eine Erhöhung des Bypassverhältnisses verbunden mit einer Reduzierung des Fandruckverhältnisses zu einer Verbesserung der Performance des Turbofans. Allerdings führt eine Erhöhung des Bypassverhältnisses auch zu größeren und schwereren Fans, so dass ein Verbrauchsoptimum auf Missionsbasis zwischen Bypassverhältnis und Installationseffekten gefunden werden muss. Es wird angenommen, dass bis zum Jahr 2050 neue und leichtere Materialien wie Verbundwerkstoffe und gewichtssparende Bauweisen vorhanden sein werden. Hierzu zählt zum einen die Optimierung der Fanschaufelanzahl zur Strömungsstabilität und zur Gewichtsminimierung durch hochentwickelte 3D-Fanschaufeln. Zum andern sind ein 3D-optimierter Einlauf sowie die integrale Auslegung der Fanleitschaufeln und des Zwischengehäuses im Bypass Möglichkeiten zur Gewichtsreduzierung [28]. Durch die notwendige flächenvariable Bypassdüse wird das Triebwerksgewicht allerdings zusätzlich erhöht. Auf Grund der vielen Variablen, die das Gewicht und die Größe des Fans und auch der anderen Triebwerkskomponenten betreffen, divergieren die Werte des Bypassverhältnisses im konservativen und dem optimistischen Performancemodell stark.

Mit der Erhöhung des Bypassverhältnisses geht auch eine Reduktion des Fandruckverhältnisses einher. Das Fandruckverhältnis im Bypass wird automatisch über die Beziehung zwischen idealen Düsengeschwindigkeiten und Transmissionswirkungsgrad bestimmt. Da die Strömung in Nabennähe zum Aufbau eines Druckverhältnisses infolge der geringeren Umfangsgeschwindigkeit stärker umgelenkt werden muss, wird das Fandruckverhältnis im Kern kleiner gewählt als im Bypass. Aus dem Experteninterview ging hervor, dass Fandruckverhältnisse bis zu 1,27 in Kombination mit variabler Geometrie unproblematisch sind.

Durch das kleinere Fandruckverhältnis und die reduzierten Umfangsgeschwindigkeiten, die auf Grund der größeren Fandurchmesser nötig werden, können hohe Fanwirkungsgrade erreicht werden. Zusätzlich wird angenommen, dass sich durch zukünftige, leistungstärkere Designsoftware und Rechenkapazitäten der Wirkungsgrad abermals erhöhen lässt. Da in Nabennähe einerseits die Strömung zum Aufbau des Druckverhältnisses stark umgelenkt werden muss und andererseits die Versperrung durch die Schaufeln und die Wandreibung an den Schaufeln maximal ist, wird der Fanwirkungsgrad für den Heißgasstrom schlechter als für den Kaltluftstrom angenommen.

Die Fandrehzahl wird durch eine konstante relative Schaufelspitzenmachzahl von 1,11 eingestellt, um die Lärmemissionen zu minimieren. Das Getriebeverhältnis wurde ohne Einschränkung so gewählt, dass sich eine Drehzahl des Booster und der Niederdruckturbine ergibt, die ein gutes Verhältnis aus aerodynamischen und strukturellen Belastungen der Komponenten ergibt. Es wurde weiterhin eine leichte Verbesserung des Getriebewirkungsgrad angenommen, die in GTlab durch eine Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrades der Niederdruckwelle wiedergegeben wird.

Tabelle 9: Annahmen zum Fan und Bypasskanal für das Technologieniveau 2050

Parameter	Einheit	Konservativer Wert	Optimistischer Wert
BPR	—	16,5	24,0
$\Pi_{Fan,a}$	—	1,38	1,29
$\Pi_{Fan,i}$	—	1,23	1,19
$\eta_{pol,Fan,a}$	%	94,0	95,0
$\eta_{pol,Fan,i}$	%	92,5	94,0
GR	—	3,15	4,10
$\eta_{m,LP}$	%	99,0	99,2
PLC_{Byp}	—	0,985	0,990

Für die Flächenvergrößerung der Bypassdüse im Off-Design wurden keine Grenzen festgelegt. Die relative Vergrößerung der Düsenfläche gegenüber dem Designpunkt, wurde so gewählt, dass in den Betriebspunkten beim Start des Flugzeugs ein ausreichender Pumpabstand und eine optimale Performance vorliegen. In dem optimistischen Modell ist eine maximale Flächenaufweitung um 20% und im konservativen um 14% nötig.

Der Wert des Druckverlustkoeffizienten für den Bypasskanal wurde an Hand der Werte in den Modellen des V2500-A5 und des PW1100G-JM sowie der Werte der Modelle in [26] und [27] gewählt.

4.2.2 Verdichter

Die Designparameter des Verdichterstrangs, die für die Performancerechnung benötigt werden, sind das Gesamtdruckverhältnis, das Verhältnis der Druckverhältnisse von Booster und Hochdruckverdichter, die Wirkungsgrade von Booster und Hochdruckverdichter sowie der Druckverlust im Übergangskanal zwischen den Verdichtern.

Durch eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses in Verbindung mit der Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur lässt sich, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, der thermische Wirkungsgrad eines Turbofans verbessern. Allerdings hat eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses auch negative Effekte auf den Turbofan, die berücksichtigt oder kompensiert werden müssen. Durch hohe Druckverhältnisse werden die Schaufelhöhen in den letzten Stufen des Hochdruckverdichters immer kleiner. Da fertigungsbedingt der Radialspalt zwischen Schaufelende und Gehäuse eine gewisse Mindestgröße haben muss, nimmt der relative Anteil des Spaltes am Strömungskanal bei kleiner werdenden Schaufeln somit immer weiter zu. Dadurch werden die Spaltverluste immer größer und der Wirkungsgrad des Hochdruckverdichters wird schlechter. Aus diesem Grund wurde die Schaufelhöhe der letzten Stufe des Hochdruckverdichters (*LSBH*) analog zu den Triebwerksmodellen in [26] und [27] auf 10mm begrenzt.

Weiterhin steigt mit dem Gesamtdruckverhältnis auch die Austrittstemperatur des Hochdruckverdichters. Es wird angenommen, dass die hinteren Stufen des Hochdruckverdichters aus den Hochtemperaturmaterialien moderner Hochdruckturbinen hergestellt werden, die diese Temperaturen aushalten. Allerdings steigt mit den Austrittstemperaturen auch die Temperatur der Kühlluft, wodurch das Kühlluftsystem ineffizienter wird. Aus diesem Grund wurde die maximale Austrittstemperatur des Hochdruckverdichters, die in diesem Triebwerksmodell im Betriebspunkt am Ende der Startbahn auftritt, auf 1000K begrenzt.

Aus Sicht der Thermodynamik ist es bei gleichen Wirkungsgraden irrelevant, welcher Anteil des Gesamtdruckverhältnisses im Booster und welcher Anteil im

Hochdruckverdichter aufgebaut werden. Da der Booster aber im Allgemeinen einen höheren Wirkungsgrad als der Hochdruckverdichter hat, ist es vorteilhaft, bereits möglichst viel Druck im Booster aufzubauen. Allerdings kann der Hochdruckverdichter wegen der höheren Umfangsgeschwindigkeiten kompakter und somit leichter gebaut werden. In den Performancemodellen wurde das Druckverhältnis im Booster so hoch gewählt, dass die aerodynamischen Belastungen und Stufendruckverhältnisse bei einer dreistufigen Bauweise noch im Rahmen liegen. Das Druckverhältnis im Hochdruckverdichter wurde daraufhin so festgelegt, dass die maximale Austrittstemperatur des Hochdruckverdichters nicht überschritten wird.

Die Drehzahl der Hochdruckwelle wurde so eingestellt, dass an den Schaufelspitzen der ersten Stufe des Hochdruckverdichters eine relative Machzahl von 1,33 vorliegt. Auf diese Weise sollen zu hohe Verdichtungsstöße vermieden werden, die mit hohen Totaldruckverlusten verbunden sind.

Die Wirkungsgrade der Verdichter werden in den Performancemodellen gemäß Gleichung 4.1 unter Berücksichtigung des Einflusses der Größe der Komponenten berechnet [11]. Die Werte der Konstanten $\dot{m}_{kor}^* = 70 \text{ kg/s}$ und $m = 0,063$ werden ebenfalls aus Referenz [11] übernommen. Die Veränderung der Wirkungsgrade bis zum Jahr 2050 wird in den Werten für η_{pol}^* wiedergegeben.

$$\frac{1 - \eta_{pol}}{1 - \eta_{pol}^*} = \left(\frac{\dot{m}_{kor}}{\dot{m}_{kor}^*} \right)^{-m} \quad (4.1)$$

Für den Booster werden auf Grund von verbesserter Aerodynamik und optimierter Drehzahlen, die auf Grund des Getriebes möglich werden, sehr hohe Werte für η_{pol}^* aus der in [11] gegebenen Bandbreite für das konservative und das optimistische Modell verwendet. Bei den Hochdruckverdichtern werden auf Grund der geringen Schaufelhöhen in den hinteren Stufen Werte aus dem mittleren bis hohen Bereich der Bandbreite genommen. Es wird angenommen, dass im Technologieniveau des Jahres 2050 Maßnahmen vorhanden sein werden, um die negativen Einflüsse, die mit den geringen Schaufelhöhen verbunden sind, zu vermindern. Diese Maßnahmen umfassen einerseits ein neuartiges Schaufeldesgin mit verminderter Sensitivität zu Spaltverlusten andererseits ein steiferes Gehäuse für den Verdichterzwischenkanal, wodurch kleinere Radialspalte möglich werden [29]. Die sich daraus ergebenden Wirkungsgrade stimmen in der Größenordnung mit den Wirkungsgrade in [26] und [27] sowie den Einschätzungen in dem Experteninterview überein.

Tabelle 10: Annahmen zum Verdichterstrang für das Technologieniveau 2050

Parameter	Einheit	Konservativer Wert	Optimistischer Wert
OPR	–	47,4	55,4
$\Pi_{Booster}$	–	2,80	3,00
Π_{HPC}	–	14,0	15,7
$\eta_{pol,Booster}$	%	92,4	93,2
$\eta_{pol,HPC}$	%	89,5	91,1
PLC_{ICD}	–	0,982	0,989

Bei dem Design des Übergangskanals zwischen Booster und Hochdruckverdichter kommt es zu einem Zielkonflikt zwischen niedrigem Druckverlust und niedrigem Gewicht und kurzer Baulänge. Zur weiteren Gewichts- und Längenreduzierung wird ein aggressives Design des Verbindungskanals zwischen den Verdichtern gewählt. Dieses beinhaltet ein integrales Design von der letzten Statorreihe des Boosters und den Stützstreben im Verbindungskanal zwischen den Verdichtern. Es wurde gezeigt, dass die Druckverluste eines solchen Designs vergleichbar zu gewöhnlichen Stützstreben sind [29]. Der angenommene Wert für den Druckverlust wurde gemäß den Größenordnungen in [26] und [27] gewählt.

4.2.3 Turbine

Der Turbinenstrang lässt sich durch die Turbineneintrittstemperatur, das Kühlluftsystem, die Wirkungsgrade der Hochdruckturbine und der Niederdruckturbine sowie den Druckverlust im Turbinenzwischenkanal und im Turbinenausstrittsgehäuse beschreiben.

Wie in Kapitel 2.2.3 erläutert wurde, hat ein realer Gasturbinenprozess nicht ideale Komponenten, so dass sich für ein gegebenes Gesamtdruckverhältnis eine optimale Turbineneintrittstemperatur ergibt. Die Turbineneintrittstemperatur des Designpunkts wurde so gewählt, dass der Verbrauch in diesem Betriebspunkt minimal ist. Allerdings ist die maximale Turbineneintrittstemperatur durch die Materialien der Hochdruckturbine und durch das Kühlluftsystem begrenzt. Als Grenze für die maximale Turbineneintrittstemperatur in allen Betriebspunkten der beiden Modelle wurde 2050K festgelegt. Diese Grenze hat sich für beide Modelle als unkritisch erwiesen.

Die Menge der benötigten Kühlluft hängt von einer Reihe von Parametern ab. Je heißer die Turbineneintrittstemperatur oder die Kühllufttemperatur desto mehr Kühlluft wird benötigt. Je höher die maximale Schaufeltemperatur der verwendeten Materialien und je besser das Kühlluftsystem desto weniger Kühlluft wird benötigt. Es wird ausgehend von dem Experteninterview der Turbinenabteilung und den Angaben in [26] und [27] davon ausgegangen, dass die Statoren der Hochdruckturbine aus keramischen Faserverbundstoffen (CMC) und die Rotoren der Hochdruckturbine aus Titanaluminiden mit einer Wärmedämmschicht hergestellt sind und dadurch höhere Temperaturen aushalten und weniger Kühlluft benötigen als aktuelle Turbofans mit demselben Temperaturniveau. Weiterhin können Turbinenschaufeln aus Titanalluminiden mit additiven Fertigungsverfahren hergestellt werden, wodurch neue Innengeometrien mit effizienterer Kühlluftverteilung möglich werden. Im Gegensatz dazu sind bei Faserverbundstoffen die Möglichkeiten zur Gestaltung der Innengeometrie begrenzt.

Für beide Modelle wurde ein Kühlluftmassenstrom von 18% relativ zum Eintrittsmassenstrom in den Hochdruckverdichter angenommen. In beiden Fällen wird wie in [26] 2% des Massenstroms an der vierten Stufe des Hochdruckverdichters entnommen und zur Kühlung der Hohlräume und Scheiben der Hochdruckturbine verwendet. Der restliche Kühlluftstrom wird in einen Teil aufgespaltet, der in der Hochdruckturbine Arbeit leistet, und einen Teil, der keine Arbeit leistet. Aus [11] Bild 5.2.3.16 und Bild 5.2.3.17 werden Geradengleichungen abgeleitet, mit denen bei Vorgabe des Gesamtmassenstroms, der in den Schaufeln einer Hochdruckturbine zugeleitet wird, die Anteile bestimmt werden können, die in den Statoren und die in den Rotoren geleitet werden. Unter den Annahmen, dass der komplette den Statoren zugeleitete Massenstrom und ein Viertel des den Rotoren zugeleiteten Massenstroms in der Turbine Arbeit leistet, werden die Anteile der Kühlluft bestimmt, die Arbeit leisten und die keine Arbeit leisten. Zur Bestimmung der Off-Design Betriebspunkte wird angenommen, dass die Hälfte der Arbeit leistenden Kühlluft durch den engsten Querschnitt der Turbine strömt. Für die Niederdruckturbine wird wie in [26] und [27] keine Kühlluft vorgesehen.

Bei der Ermittlung der Wirkungsgrade der Turbinen wurde wie bei den Verdichtern der Einfluss der Komponentengröße mittels Gleichung 4.1 aus [11] berücksichtigt. Die Konstanten wurden gemäß [11] für Turbinen auf $\dot{m}_{korr}^* = 70 \text{ kg/s}$ und $m = 0,236$

gesetzt. Die gewählten Werte für η_{pol}^* fallen in den oberen Bereich der in [11] gegebenen Bandbreite für Turbinen. Auf Grund der hohen Stufenbelastung in der Niederdruckturbine wurden für die Niederdruckturbine kleinere Werte für η_{pol}^* gewählt als für die Hochdruckturbine. Durch die deutlich größeren korrigierten Massenströme haben sich dennoch für die Niederdruckturbine höhere Wirkungsgrade als für die Hochdruckturbine ergeben. Bei der Wahl der Werte für η_{pol}^* wurde angenommen, dass durch das verbesserte Kühleuftsystem der negative Einfluss der zugeleiteten Kühleuft auf den Wirkungsgrad geringer als bei aktuellen Triebwerken ist. Weiterhin wurde eine Verbesserung der Wirkungsgrade auf Grund verbesserter Aerodynamik durch leistungsstärkere Auslegungsprogramme und verbesserte Maßnahmen zur Spaltkontrolle in der Hochdruckturbine unterstellt. Die Werte, die sich für die Wirkungsgrade in den Modellen ergeben haben, stimmen in der Größenordnung mit [26] und [27] sowie den Einschätzungen aus dem Experteninterview überein.

Tabelle 11: Annahmen zum Turbinenstrang für das Technologieniveau 2050

Parameter	Einheit	Konservativer Wert	Optimistischer Wert
$T4$	K	1642	1671
$\eta_{is,HPT}$	%	90,9	93,1
$\eta_{is,LPT}$	%	94,0	95,1
$\dot{m}_{cool,rel}$	%	18,0	18,0
PLC_{ITD}	—	0,992	0,997
PLC_{TEC}	—	0,993	0,996

Ähnlich wie beim Übergangskanal zwischen Booster und Hochdruckverdichter wurde auch bei den Übergangskanälen zwischen Hochdruckturbine und Niederdruckturbine sowie zwischen Niederdruckturbine und Schubdüse eine aggressive Bauweise mit integralem Design zwischen der Niederdruckturbine und den Kanälen angenommen [30]. Auf diese Weise werden zwar nicht die Druckverluste in den Kanälen minimiert, aber es können das Triebwerksgewicht und die Triebwerkslänge reduziert werden. Wie beim Verdichter wurden die angenommenen Werte für die Druckverluste an Hand der Größenordnung in [26] und [27] gewählt.

4.2.4 Brennkammer

Auch wenn das Design der Brennkammer einen großen Einfluss auf die Emissionen eines Triebwerks, auf das Strömungsprofil und die Temperaturverteilung am Eintritt der Hochdruckturbine sowie auf den allgemeinen Aufbau des Triebwerks hat, wird die Brennkammer gemäß dem Black-Box Prinzip in Performancerechnungen mit GTlab nur durch den Heizwert des Kraftstoffs, den Ausbrenngrad und der Druckverlust beschrieben.

Bei der Auslegung der Triebwerksmodelle wurde angenommen, dass weiterhin Kerosin oder ein Kraftstoff eingesetzt wird, der dieselben Spezifikationen wie Kerosin erfüllt. Aus diesem Grund wurde in den Performancemodellen der Standardheizwert von GTlab verwendet.

Aus dem Experteninterview ist hervor gegangen, dass der Ausbrenngrad bereits im Bereich von 99,95% liegt und keine weitere Verbesserung zu erwarten ist. Weiterhin wurde ausgehend aus dem Interview der Druckverlust mit vier Prozent angenommen. Dieser teilt sich auf in einen Druckverlust von etwa einem Prozent in dem der Brennkammer vorgeschalteten Diffusor und etwa drei Prozent Druckverlust, der innerhalb der Brennkammer anfällt, um die nötige Energie zur Zerstäubung des Brennstoffes und die Mischung mit der Luft zu liefern.

Tabelle 12: Annahmen zur Brennkammer für das Technologieniveau 2050

Parameter	Einheit	Konservativer Wert	Optimistischer Wert
η_{BK}	%	99,95	99,95
$H_{u,F}$	MJ/kg	43,43	43,43
$(\Delta p/p)_{BK}$	%	4,0	4,0

4.3 Entwicklungspotenzial auf Triebwerksebene

4.3.1 Analyse der Spannweiten in den Annahmen

Die oben erläuterten konservativen und optimistischen Annahmen für das Technologieniveau des Jahres 2050 wurden in die beiden Triebwerksmodelle eingebaut. Die Performancekennzahlen, die sich aus den Modellen für den Cruise Betriebspunkt ergeben haben, sind in Tabelle 13 aufgelistet. Eine ausführliche Auflistung der Performancedaten des Cruise Designpunkts sowie der Off-Designpunkte Maximum-Take-Off-Thrust und Top-of-Climb ist in Anhang E und F zu finden.

Aus Tabelle 13 wird deutlich, dass die unterschiedlichen Annahmen in den beiden Modellen zu deutlichen Abweichungen in den Performancekennzahlen führen. Zum Beispiel ist der schubspezifische Verbrauch in dem Modell mit den optimistischen Annahmen um 1,27 g/kNs geringer, was einer Verbesserung von 9,48% gegenüber dem konservativen Modell entspricht.

Tabelle 13: Performancekennzahlen der Triebwerksmodelle des Technologieniveaus 2050

Parameter	Einheit	Konservatives Modell	Optimistisches Modell	Differenz
η_{Th}	%	47,91	51,29	3,39
η_{Prop}	%	82,75	85,38	2,63
η_{Total}	%	39,64	43,80	4,15
SFC	g/kNs	13,44	12,17	-1,27

Um zu untersuchen, bei welchen Designparametern die unterschiedlichen Annahmen zu den größten Unterschieden in der Performance führen, wurde eine Analyse nach der Morris Methode durchgeführt. Alle Variablen, die in den beiden Modellen unterschiedlich Werte haben, wurden untersucht. Die Werte der beiden Modelle wurden in der Morris Methode als Intervallgrenzen für die jeweiligen Variablen verwendet. Durch die Morris Methode konnte für jede Variable der Einfluss auf den spezifischen Verbrauch bestimmt werden, den die Änderung dieser Variablen vom Wert des konservativen auf den Wert des optimistischen Modells hat. Der so bestimmte Einfluss wurde auf die Differenz des spezifischen Verbrauchs zwischen den beiden Modellen von 1,27 g/kNs bezogen, um den Anteil zu ermitteln, den die jeweiligen Variablen an dieser Differenz haben. Diese Anteile sind in Abbildung 17 dargestellt.

Die Auswertung der Morris Methode in Abbildung 17 zeigt, dass die unterschiedlichen Annahmen für das Bypassverhältnis in den beiden Modellen mit 21,7% den größten Anteil an der Differenz der spezifischen Verbräuchen der beiden Modelle hat. Diese Erkenntnis deckt sich mit denen aus Kapitel 3.4. Dort wurde festgestellt, dass der spezifische Verbrauch eines Turbofans sehr sensibel auf Änderungen des Bypassverhältnisses reagiert. Die hohe Sensitivität verbunden mit der großen Spannweite zwischen den Annahmen für das Bypassverhältnis führt zu großen Unterschieden in der Performance.

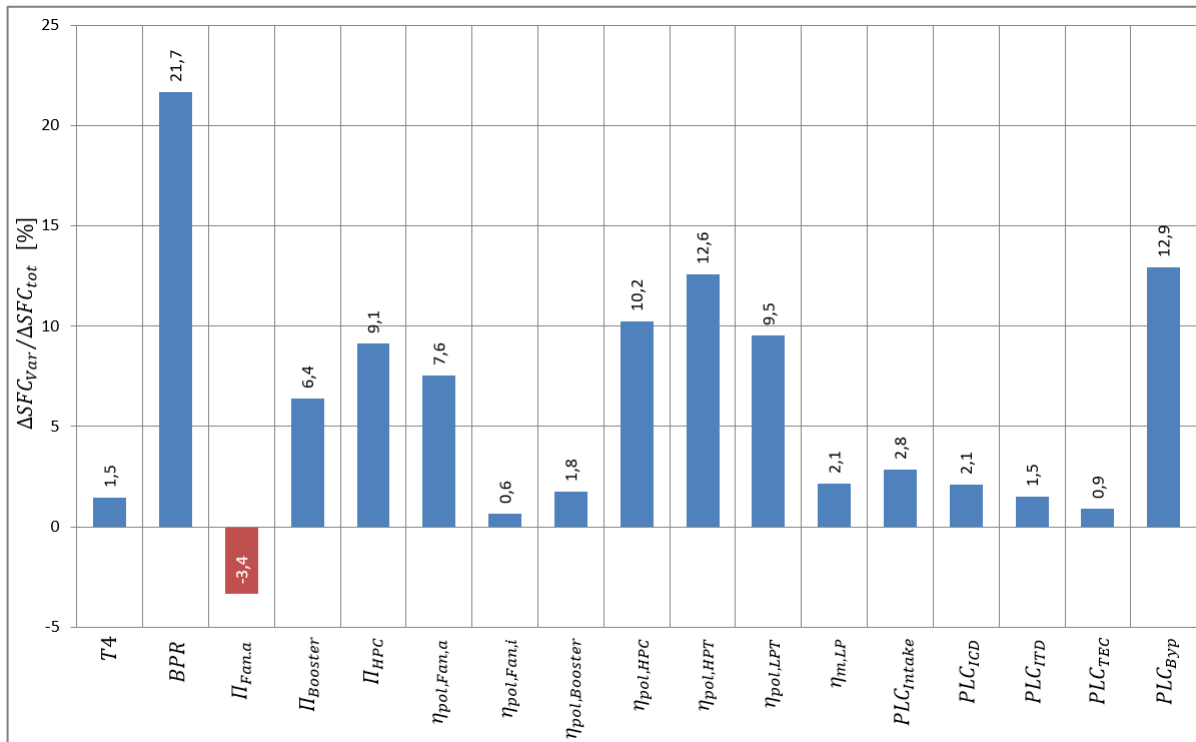


Abbildung 17: Anteile der Designparameter an dem Performanceunterschied zwischen dem konservativem und dem optimistischen Modell

Die einzige Variable, bei der eine Änderung vom Wert des konservativen Modells auf den Wert des optimistischen Modells einen negativen Einfluss auf den spezifischen Verbrauch hat, ist das Druckverhältnis im inneren Bereich des Fans. Dass der optimistische Wert zu einer schlechteren Performance als der konservative Wert führt, widerspricht bei der ersten Betrachtung der Prämisse, dass die Annahmen im optimistischen Modell die Verbesserungsmöglichkeiten höher einschätzen und somit zu einer besseren Performance führen sollten. Dieser augenscheinliche Widerspruch ist damit zu erklären, dass der Wert des Druckverhältnisses im inneren Bereich des Fans an das Fandruckverhältnis im äußeren Bereich des Fans gekoppelt ist. Da das optimale Fandruckverhältnis im äußeren Bereich des Fans mit steigendem Bypassverhältnis sinkt, wie in Kapitel 3.2 gezeigt wurde, führt das höhere Bypassverhältnis im optimistischen Modell gegenüber dem konservativen Modell zu einem kleineren Druckverhältnis im inneren Bereich des Fans. Das kleiner werdende Druckverhältnis im inneren des Fans wirkt sich wiederum negativ auf das Gesamtdruckverhältnis aus, was den negativen Einfluss auf die Triebwerksperformance erklärt.

Nach dem Bypassverhältnis haben die unterschiedlichen Annahmen für den Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals und für die Wirkungsgrade der

Hochdruckturbine, des Hochdruckverdichters und der Niederdruckturbine die nächsthöchsten Anteile an der Differenz zwischen den spezifischen Verbräuchen der beiden Modelle. Der große Anteil des Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals trotz der relativ kleinen Abweichung in den Annahmen wird durch die hohe Sensitivität des spezifischen Verbrauchs gegenüber dem Druckverlustkoeffizient des Bypasskanals erklärt, die in Kapitel 3.4 festgestellt wurde. Die hohen Anteile der Wirkungsgrade des Hochdruckverdichters, der Hochdruckturbine, der Niederdruckturbine und auch des äußeren Bereichs des Fans an den Unterschieden in der Performance der Modelle lassen sich durch die große Spannweite der Annahmen verbunden mit den hohen Leistungen der Komponenten erklären. Auf Grund der geringen Leistung des inneren Bereichs des Fans und des Boosters haben die Unterschiede in Annahmen für deren Wirkungsgrade nur relativ geringe Einflüsse auf die Performance.

Da das Gesamtdruckverhältnis in der Morris Methode nicht als Inputgröße verwendet wurde, kann sein Einfluss auf den spezifischen Verbrauch nicht direkt wiedergegeben werden. Die Änderung des Gesamtdruckverhältnisses kann aber durch die Änderungen der Inputgrößen der Druckverhältnisse im Inneren des Fans, des Boosters und des Hochdruckverdichters sowie der Druckverlustkoeffizienten des Einlass und des Verdichterzwischenkanals ausgedrückt werden. Fasst man die Einflüsse dieser Inputgrößen zusammen, haben die unterschiedlichen Gesamtdruckverhältnisse in den beiden Modellen einen Anteil von 17,1% an der Differenz des spezifischen Verbrauchs.

Die Morris Methode schreibt der höheren Turbineneintrittstemperatur im optimistischen Modell gegenüber dem konservativen Modell nur einen relativ geringen Anteil an der Verbesserung des spezifischen Verbrauchs zu. Dieser geringe Anteil lässt die Vermutung zu, dass der Wert der Turbineneintrittstemperatur nur einen geringen Einfluss auf die Performance hat. Dass diese Vermutung nicht zutrifft, zeigen die Ergebnisse der Studie in Kapitel 3.2.2. Für jedes Gesamtdruckverhältnis gibt es eine optimale Turbineneintrittstemperatur und weicht die Turbineneintrittstemperatur unter sonst konstanten Bedingungen von dieser optimalen Temperatur ab, verschlechtert sich der Verbrauch deutlich. Dass die Morris Methode nur einen geringen Einfluss feststellt, liegt daran, dass der Einfluss der Turbineneintrittstemperatur auf den Verbrauch nicht monoton ist und eine Erhöhung

der Temperatur unter gewissen Umständen zu einer Verschlechterung des Verbrauchs führen kann, wie in Kapitel 2.4 beschrieben ist.

Bei den übrigen Variablen haben die Unterschiede in den Annahmen der Modelle nur einen relativ geringen Anteil an der Differenz der spezifischen Verbräuche zwischen den beiden Modellen.

Die Analyse hat gezeigt, dass die unterschiedlichen Annahmen, die für das Technologieniveau des Jahres 2050 getroffen werden, zum Teil einen sehr hohen Einfluss auf die Ergebnisse der Triebwerksmodelle haben. Besonders betroffen davon ist einerseits das Bypassverhältnis, da bei diesem Designparameter eine hohe Sensitivität der Performance mit einer großen Spannweite der Annahmen zusammenkommt. Die unterschiedlichen Gesamtdruckverhältnisse in den beiden Modellen haben ebenfalls einen großen Einfluss auf den spezifischen Verbrauch, da sich hier die Einflüsse durch unterschiedliche Annahmen von mehreren Designparametern addieren. Trotz der relativ geringen Unterschiede in den Annahmen für den Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals haben diese Unterschiede auf Grund der sehr hohen Sensitivität einen großen Einfluss auf den Verbrauch der Triebwerksmodelle.

4.3.2 Analyse des Entwicklungspotenzials konventioneller Turbofans

Mit Hilfe eines Vergleichs der beiden Triebwerksmodelle des Technolagniveaus des Jahrs 2050 mit dem Modell des PW1100G-JM sollen die Entwicklungspotenziale des konventionellen Turbofans abgeschätzt werden.

Ein einfacher Vergleich der Performancedaten der drei Modelle in Tabelle 14 zeigt für das optimistische Modell eine Verbesserung des spezifischen Verbrauchs gegenüber dem Modell des PW1100G-JM von 10,54%. Für das konventionelle Modell ergibt sich nur eine relativ geringe Verbesserung von 1,17%. Bei dem Vergleich der Modelle muss aber darauf hingewiesen werden, dass dem Modell des PW1100G-JM an zwei Stellen andere Modellierungsannahmen als den Modellen des Technologieniveau 2050 zugrunde liegen. Zum einen wurden in dem Modell des PW1100G-JM verlustfreie Düsen angenommen, wohingegen bei den Modellen des Technologieniveau 2050 die Schubdüsen mit Verlusten behaftet sind. Zum anderen wird in dem Modell des PW1100G-JM keine Wellenleistung zum Betrieb von Hilfsaggregaten abgezweigt. Im Gegensatz dazu wird in den Modellen des Technologieniveaus 2050 eine Leistungsabfuhr von 250 kW an der Hochdruckwelle vorgesehen.

Tabelle 14: Vergleich der Modelle des Technologieniveaus 2050 mit dem PW1100G-JM Modell

Parameter	Einheit	PW1100G-JM Modell	Konservatives Modell	Optimistisches Modell
SFC	$\frac{g}{kNs}$	13,60	13,44	12,17
ΔSFC	%	–	–1,17	–10,54

Zur näheren Analyse der Entwicklungspotenziale wurden die Unterschiede zwischen dem Modell des PW1100G-JM und den beiden Triebwerksmodellen des Technologieniveaus 2050 mit zwei Durchgängen der Morris Methode untersucht. Ziel dieser Analysen war einerseits die Entwicklungspotenziale der einzelnen Komponenten qualifizieren zu können. Andererseits sollten Gründe gesucht werden, warum das konservative Modell trotz einer Erhöhung des Bypassverhältnisses von 12,54 auf 16,5 und einer Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses von 38,57 auf 47,40 nur zu einer Verbesserung des spezifischen Verbrauchs von 1,17% führt. Bei diesen Analysen wurde erneut das Fandruckverhältnis über den Zusammenhang in Gleichung 2.16 eingestellt, weswegen es nicht als Inputvariable aufgeführt ist. Die Kühlluft wurde simuliert, indem die gesamte relative Kühlluftmenge als Inputvariable verwendet wurde. Die Aufteilung der Kühlluftmengen auf die einzelnen Stränge wurde über den Wert der gesamten Kühlluftmenge linear interpoliert.

Die Ergebnisse aus den beiden Durchgängen der Morris Methode sind in Abbildung 18 dargestellt. Für die Auswertung wurde für jede Variable die Differenz des spezifischen Verbrauchs, die durch die Änderung des Wertes dieser Variable bei dem Übergang vom Modell des PW1100G-JM auf das jeweilige Modell des Technologieniveaus 2050 hervorgerufen wurde, auf den spezifischen Verbrauch des PW1100G-JM bezogen. Die blauen Säulen in der Abbildung zeigen die Ergebnisse des Morris Screenings von dem Modell des PW1100G-JM mit dem konservativen Modell und die roten Säulen die Ergebnisse des Morris Screenings vom Modell des PW1100G-JM mit dem optimistischen Modell.

Bei den zwei Durchgängen der Morris Methode weichen die Summen aller berechneten Einzeleinflüsse der Designparameter auf den spezifischen Verbrauch geringfügig von den Differenzen der spezifischen Verbräuche zwischen dem Modell des PW1100G-JM und den Modellen des Technologieniveaus 2050 ab. Die Ergebnisse aus den beiden Morris Screenings können also nicht für eine exakte quantitative Beschreibung der Einzeleinflüsse der Variablen verwendet werden. Für

einen qualitativen Vergleich zwischen den Einzeleinflüssen reicht die Genauigkeit der beiden Durchgänge der Morris Methode aber aus. Die Ungenauigkeiten der Morris Methode sind der hohen Anzahl der Variablen und der zum Teil sehr großen Intervallgrößen einiger Variablen geschuldet. Durch eine hohe Anzahl an Trajektorien verbunden mit vielen Levels kann die die Genauigkeit der Morris Methode verbessert werden. Durch die Rechenzeit wird die Anzahl der Trajektorien aber begrenzt.

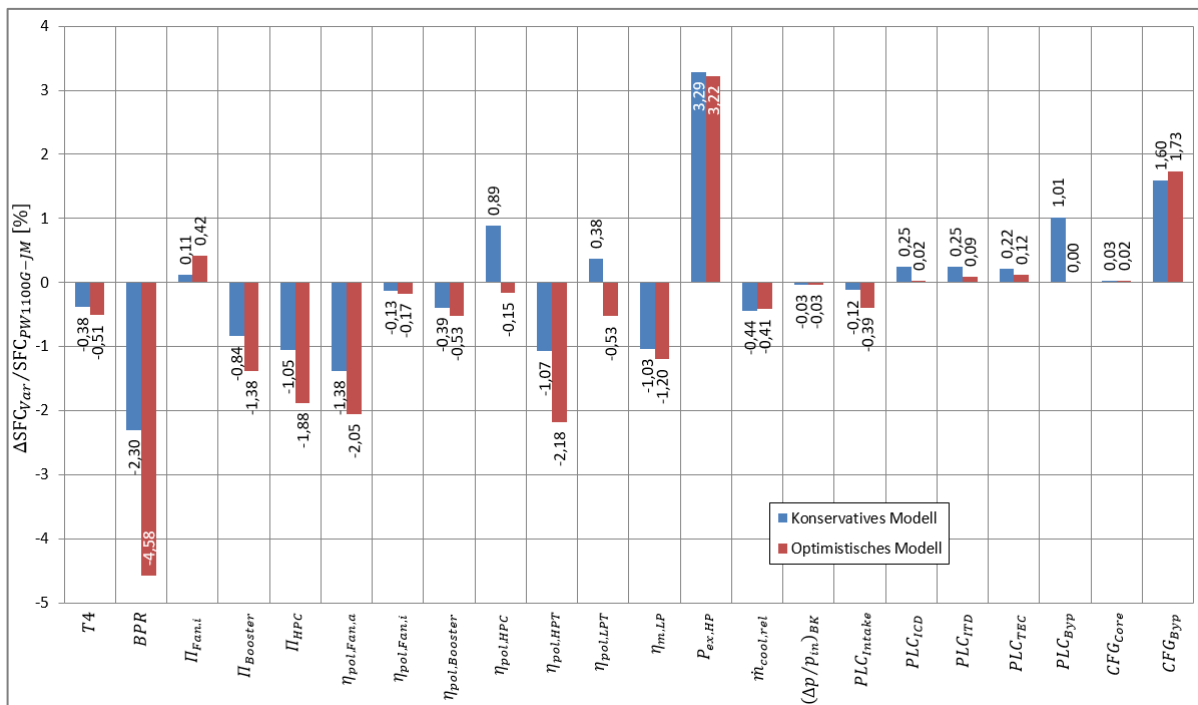


Abbildung 18: Anteile der Designparameter an dem Performanceunterschieden zwischen dem Modell des PW1100G-JM und dem konservativen und optimistischen Modell

Für beide Durchgänge der Morris Methode zeigen die Ergebnisse in Abbildung 18 die größten Einsparungen im spezifischen Verbrauch bei dem Bypassverhältnis. Andere Designparameter, die in beiden Durchgängen ein großes Verbesserungspotenzial für den spezifischen Verbrauch zeigen, sind die Druckverhältnisse des Boosters und des Hochdruckverdichters, die Wirkungsgrade des äußeren Bereichs des Fans und der Hochdruckturbine sowie der mechanische Wirkungsgrad der Niederdruckwelle.

Die großen Einflüsse des Bypassverhältnisses sowie der Druckverhältnisse und Wirkungsgrade der Turbokomponenten sind durch die deutlichen Verbesserungen zu erklären, die für diese Parameter angenommen wurden, wobei die Druckerhöhungen im Booster und im Hochdruckverdichter die Erhöhung des Gesamtdruckverhältnis widerspiegeln. Dass die Wirkungsgrade des inneren Bereichs des Fans und des Boosters nur deutlich geringere Anteile an der Performanceverbesserung haben, obwohl für sie ähnliche Verbesserungen wie für die Wirkungsgrade des äußeren

Bereichs des Fans und der Hochdruckturbine angenommen wurden, ist der geringeren Sensitivität geschuldet, die in Kapitel 3.4 für diese Parameter ermittelt wurde und mit der verhältnismäßig geringer Leistung dieser Komponenten zu erklären ist.

Die ermittelte hohe Verbrauchseinsparung durch eine Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades lässt sich durch den großen Unterschied zwischen der relativ tiefen Annahme des Wirkungsgrades in dem Modell des PW1100G-JM von 98% und den Annahmen in den Modellen des Technologieniveaus 2050 zurückführen. Da in GTlab der Getriebewirkungsgrad als Teil des mechanischen Wirkungsgrades der Niederdruckwelle betrachtet wird und da im Modell des PW1100G-JM der mechanische Wirkungsgrad der Hochdruckwelle mit 99,5% deutlich höher angenommen wird, resultiert die relative niedrige Annahme des mechanischen Wirkungsgrades der Niederdruckwelle vermutlich aus einem niedrig angenommenen Getriebewirkungsgrad. Aus diesem Grund spiegelt die hohe Verbrauchseinsparung, die für den mechanischen Wirkungsgrad der Niederdruckwelle ermittelt wurde, wahrscheinlich eine Verbesserung im Getriebewirkungsgrad wieder.

Auffällig an den Ergebnissen für das Morris Screening vom Modell des PW1100G-JM mit dem konservativen Modell ist, dass die Wirkungsgrade des Hochdruckverdichters und der Niederdruckturbine im Modell des PW1100G-JM höher als im konservativen Modell des Technologieniveaus 2050 sind und deswegen negativen Einfluss auf den spezifischen Verbrauch haben. Das könnte einerseits darauf hinweisen, dass die Wirkungsgrade im konservativen Modell zu tief angenommen wurden. Da aber auch das optimistische Modell nur relativ kleine Verbesserungen des spezifischen Verbrauchs für diese Wirkungsgrade zeigt, ist eine andere mögliche Interpretation der Ergebnisse von den beiden Durchgängen der Morris Methode, dass für diese Wirkungsgrade nur noch wenig Verbesserungspotenzial vorhanden ist und dass kleinere Schaufelhöhen und höhere Belastungen in Zukunft sogar zu Wirkungsgraden unterhalb des heutigen Niveaus führen könnten.

Die Abbildung 18 zeigt weiterhin für beide Durchgänge des Morris Screenings negative Einflüsse auf den spezifischen Verbrauch durch die Druckverlustkoeffizienten der Verbindungskanäle zwischen den Verdichtern und zwischen den Turbinen sowie des Austrittskanal aus der Niederdruckturbine. Das liegt daran, dass auf Grund von aggressiveren Bauweisen dieser Komponente die Druckverluste steigen, dafür aber das Triebwerksgewicht und die Triebwerkslänge reduziert werden können. Da die

negativen Einflüsse durch die höheren Druckverluste verhältnismäßig gering sind, scheint diese Vorgehensweise sinnvoll.

Für das Druckverhältnis im inneren des Fans und für den Druckverlustkoeffizienten des Bypasskanals wurden ebenfalls in mindestens einem Durchgang des Morris Screening negative Einflüsse festgestellt. Die Erläuterungen dafür sind analog zu den Erläuterungen im vorherigen Kapitel.

Die Ergebnisse der beiden Durchgänge der Morris Methode zeigen weiterhin, dass die unterschiedlichen Annahmen für die Schubdüsen und die Leistungsabfuhr, die am Anfang des Kapitels erläutert wurden, erheblichen Einfluss auf die Performance haben. Die Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle und die Verluste an der Bypassdüse haben sowohl beim konservativen als auch beim optimistischen Modell die stärksten negativen Einflüsse auf die Performanceverbesserung gegenüber dem Modell des PW1100G-JM.

Der hohen Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle in den Modellen des Technologieniveaus 2050 liegt die Annahme zugrunde, dass der Bedarf an elektrischer Leistung zukünftiger Flugzeuge deutlich höher als bei heutigen Flugzeugen ist und dass der Großteil dieser Leistung durch Generatoren geliefert wird, die von den Triebwerken angetrieben werden. Würde stattdessen angenommen, dass die Leistung anderweitig, zum Beispiel von Batterien gestellt wird, fällt der negative Einfluss auf die Performance weg und der Vergleich mit dem Modell des PW1100G-JM wäre weniger verzerrt. Durch die unterschiedlichen Annahmen in den Triebwerksmodellen konnte jedoch der große Einfluss der Leistungsabfuhr auf die Performance gezeigt werden.

Die höheren Verluste in der Bypassdüse in den Modellen des Technologieniveaus 2050 gegenüber dem Modell des PW1100G-JM könnten auf Grund zusätzlicher Verluste durch die flächenvariable Bauweise oder durch die größeren geometrischen Abmessungen begründet sein. Da in den Modellen des Technologieniveaus 2050 für die Düse des Kerntriebwerks nur kleine Verluste angenommen werden und da der Anteil des Schubs dieser Düse am Gesamtschub gering ist, haben diese Verluste nur einen minimalen Einfluss auf die Performance.

Werden die negativen Einflüsse auf die Triebwerksperformance nicht berücksichtigt, die durch die Annahmen einer Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle und die Annahme nicht idealer Schubdüsen verursacht werden, ergeben sich ausgehend vom

Modell des PW1100G-JM Verbrauchseinsparungen bis zum Technologieniveau 2050 von 6,08% für das konservative Modell und 15,51% für das optimistische Modell. Unter Beachtung der physikalischen Erklärungen für die verschiedenen Annahmen bei der Modellierung und der leichten Ungenauigkeiten bei den Ergebnissen der Morris Methode erscheinen 5% und 15% als sinnvolle Abschätzungen für die Spannweite der zukünftig möglichen Kraftstoffeinsparungen.

Die durchgeführten Analysen haben ergeben, dass für Turbofans der Schubklasse für Schmalrumpfflugzeuge, für die in den nächsten 20 Jahren ein Anteil von über 70% an allen ausgelieferten Flugzeugen prognostiziert wird [31], bei weiterer evolutionärer Verbesserung der Komponententechnologien bis zum Jahr 2050 mit hoher Wahrscheinlichkeit von weiteren Kraftstoffeinsparungen von 5% ausgegangen werden kann. Auf der anderen Seite erscheinen weitere Kraftstoffeinsparungen durch evolutionäre Verbesserungen von mehr als 15% nicht sehr wahrscheinlich. Die große Spannweite dieser Abschätzung ergibt sich vor allem aus Unsicherheiten bei den Annahmen des Bypassverhältnisses, des Gesamtdruckverhältnisses und auch des Druckverlust im Bypasskanal. Im Mittel scheint eine Verbesserung des spezifischen Verbrauchs von 10% als ein sinnvoller Schätzwert für das Entwicklungspotenzial für eine evolutionäre Verbesserung konventioneller Turbofans bis zum Technologieniveau 2050. Den größten Anteil an diesem Verbesserungspotenzial hat eine weitere Erhöhung des Bypassverhältnisses, gefolgt von einer Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses, der Wirkungsgrade im äußeren Bereich des Fans und der Hochdruckturbine sowie einer Verbesserung des Getriebewirkungsgrades.

5. Diskussion der evolutionären Technologien

5.1 Entwicklung der Wirkungsgrade von Turbofans

In den Analysen in Kapitel 4 wurde untersucht, welche Verbesserungen des schubspezifischen Verbrauchs von Turbofans bis zum Jahr 2050 noch möglich sind. Es wurde gezeigt, dass eine Reduzierung des spezifischen Verbrauchs um mindestens 5% mit einer hohen Wahrscheinlichkeit erreicht werden kann. Von Einsparungen größer als 15% kann allerdings nicht ausgegangen werden.

Als Kennzahl für die Performance eines Turbofans wurde in diesen Analysen wie auch in den Untersuchungen in Kapitel 3 der schubspezifische Verbrauch verwendet. Das hat den Vorteil, dass dadurch die Auswirkungen auf die Triebwerksperformance durch eine einzelne Kennzahl dargestellt werden können. Weiterhin ist der spezifische Verbrauch bei Vernachlässigung von Installationseffekten ein direktes Maß für den Kraftstoffverbrauch und damit auch für die CO₂-Emissionen in dem untersuchten Betriebspunkt. Bei einem konstanten Heizwert des Kraftstoffs kann der spezifische Verbrauch über die Fluggeschwindigkeit in den Gesamtwirkungsgrad umgerechnet werden. Im Gegensatz dazu ermöglicht eine Teilung des Gesamtwirkungsgrades in den thermischen Wirkungsgrad und den Vortriebswirkungsgrade Aussagen darüber, welchen Anteil der Gasturbinenprozess und welchen Anteil die Vortriebsgenerierung an einer Veränderung der Triebwerksperformance haben.

Um einen Eindruck über die Entwicklung dieser Wirkungsgrade in den letzten 25 Jahren sowie über mögliche Veränderungen in den nächsten 30 Jahren zu erhalten, sind in Abbildung 19 die thermischen Wirkungsgrade der in dieser Arbeit untersuchten Triebwerksmodelle über ihren Vortriebswirkungsgrad aufgetragen. Neben den Modellen des V2500-A5 und des PW1100G-JM, die von der Abteilung Triebwerk des Instituts für Antriebstechnik am DLR zur Verfügung gestellt wurden, und den beiden Triebwerksmodellen, die im Rahmen dieser Arbeit für das Technologieniveau 2050 erstellt wurden und in Kapitel 4 erläutert werden, sind auch die Triebwerksmodelle aufgetragen, die in [26] und [27] für das Technologieniveau 2050 diskutiert werden und im Rahmen dieser Arbeit in GTlab nachgebildet wurden. Bis auf das Modell nach [27] sind alle Triebwerksmodelle für die Schubklasse der Airbus A320 Familie ausgelegt. Das Modell nach [27] wurde für die etwas größere Schubklasse des Airbus A330 entwickelt. In allen Modellen für das Technologieniveau 2050 werden im Gegensatz

zu den Modellen des V2500-A5 und des PW1100G-JM eine Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle sowie verlustbehaftete Düsen angenommen.

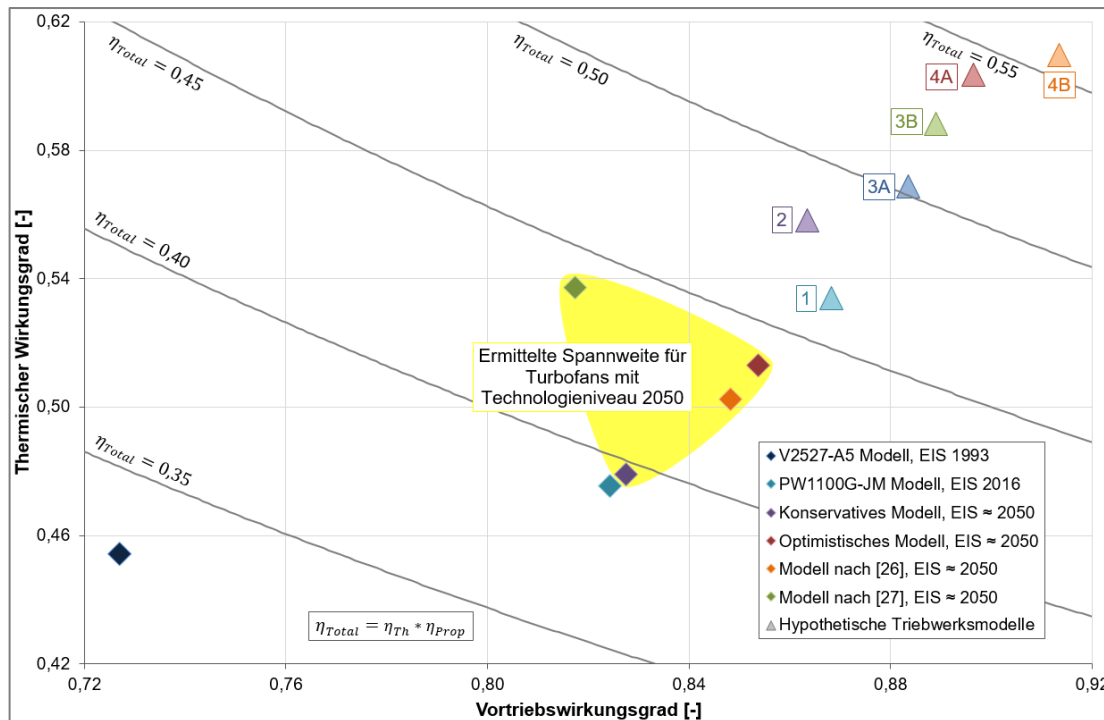


Abbildung 19: Entwicklung des thermischen Wirkungsgrades und des Vortriebswirkungsgrades

Aus dem Vergleich der Modelle des V2500-A5 und des PW1100G-JM in Abbildung 19 wird deutlich, dass sich die Performanceverbesserung von Turbofans in den letzten 25 Jahren hauptsächlich in einer Erhöhung des Vortriebswirkungsgrades (+9,7%) und nur im geringeren Maße in einer Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads (+2,1%) widerspiegelt. Bei der zukünftigen Entwicklung der Turbofans ändert sich dieser Trend. So steigt im konservativen Modell, im optimistischen Modell und im Modell nach [26] der thermische Wirkungsgrad gegenüber dem Modell des PW1100G-JM im etwas größeren Maße als der Vortriebswirkungsgrad, der thermische Wirkungsgrad zwischen 0,4% und 3,8% und der Vortriebswirkungsgrad zwischen 0,3% und 3,0%.

Das Modell nach [27] weicht von diesem Trend ab. Gegenüber dem PW1100G-JM hat es einen deutlich besseren thermischen Wirkungsgrad (+6,2%), dafür aber auch einen etwas schlechteren Vortriebswirkungsgrad (-0,7%). Ein möglicher Grund für diese Abweichung gegenüber den anderen Triebwerksmodellen des Technologieniveaus 2050 ist, dass dieses Modell für eine höhere Schubklasse ausgelegt ist, was zu einem größeren Triebwerksmassenstrom führt. Das hat einerseits zur Folge, dass das Bypassverhältnis stärker begrenzt ist, um zu verhindern, dass das Triebwerk auf Grund zu großer Fandurchmesser nicht mehr unter den Flügeln installiert werden

kann. Andererseits kann durch den höheren Triebwerksmassenstrom und der damit verbundenen größeren radialen Ausdehnung des Kerntriebwerks ein höheres Gesamtdruckverhältnis erreicht werden, ohne dass die Spaltverluste in den Turbokomponenten durch kleiner werdende Schaufelhöhen zu groß werden. Dass in dem Modell gekühlte Kühlluft angenommen wird, wirkt sich zusätzlich positiv auf den thermischen Wirkungsgrad aus.

Aus der Spannweite, die sich in Abbildung 19 für die Gesamtwirkungsgrade der Triebwerksmodelle des Technologieniveaus 2050 ergibt, kann weiterhin abgeleitet werden, dass Turbofans im Jahr 2050 mit hoher Wahrscheinlichkeit Gesamtwirkungsgrade über 40% erreichen werden. Zwar liegt der Gesamtwirkungsgrad des konservativen Modells knapp unter 40%. Da aber in diesem Triebwerksmodell für alle Designparameter Werte angenommen werden, die am unteren Ende der Schätzungen für das Jahr 2050 liegen, ist ein tatsächlich erreichbarer höherer Gesamtwirkungsgrad nicht unwahrscheinlich. Auf der anderen Seite scheint die Obergrenze des Gesamtwirkungsgrades für konventionelle Turbofans um 45% zu liegen.

In Abbildung 19 sind weiterhin auch eine Reihe hypothetischer Triebwerksmodelle eingetragen, mit denen ausgehend vom optimistischen Modell quantifiziert werden soll, welche weiteren Performanceverbesserungen durch Reduzierung von Verlusten theoretisch erzielt werden können. Hierbei werden die Druckverluste in den Strömungskanälen, die Verluste in den Turbokomponenten sowie die Verluste durch Kühlluft betrachtet. Weiterhin wurden auch die Verluste durch die unterschiedlichen Modellierungsannahmen zwischen dem Modell des PW1100G-JM und den Modellen für das Technologieniveau 2050 untersucht, die im Kapitel 4.3.2 näher erläutert wurden. In dieser Untersuchung werden keine real umsetzbaren Triebwerke sondern hypothetische Modelle betrachtet, bei denen die Verluste zum Teil vollständig eliminiert wurden.

In allen hypothetischen Modellen wurde das Fandruckverhältnis über die Beziehung in Gleichung 2.16 angepasst und die optimale Turbineneintrittstemperatur eingestellt. Da das Druckverhältnis im Inneren des Fans an das Fandruckverhältnis gekoppelt wurde, die Druckverhältnisse von Booster und Hochdruckverdichter aber konstant gehalten wurden, ist das Gesamtdruckverhältnis in einigen dieser Modelle kleiner als im Ausgangsmodell der Untersuchung, dem optimistischen Modell für das

Technologieniveau 2050. Das Bypassverhältnis wurde bei 24 konstant gehalten. Die Annahmen für die hypothetischen Modelle sowie deren Fandruckverhältnisse, Gesamtdruckverhältnisse, Turbineneintrittstemperaturen und Gesamtwirkungsgrade sind in Tabelle 15 zusammengefasst. Eine ausführlichere Auflistung der Leistungsdaten der hypothetischen Triebwerksmodelle ist in Anhang G hinterlegt.

Tabelle 15: Hypothetische Triebwerksmodelle

Parameter	Einheit	Optimistisches Modell	Hypothetisches Modell					
			1	2	3A	3B	4A	4B
$P_{ex,HP}$	<i>kW</i>	−250	0	0	0	0	0	0
$CFG_{Nozzles}$	—	< 1	1	1	1	1	1	1
PLC_{Ducts}	—	< 1	< 1	1	1	1	1	1
$\Delta\eta_{pol,Turbo}$	%	<i>Bezug</i>	0	0	+2	+2	+4	+4
$\dot{m}_{cool,rel}$	%	18	18	18	18	0	18	0
<i>FPR</i>	—	1,29	1,30	1,30	1,24	1,23	1,21	1,17
<i>OPR</i>	—	55,42	55,9	56,7	54,2	53,7	53,0	51,0
<i>T4</i>	<i>K</i>	1671	1671	1672	1495	1332	1360	1163
η_{Total}	%	43,80	46,4	48,2	50,3	52,3	54,1	55,7

Im ersten hypothetischen Modell (1) wurde das optimistische Modell dahingehend abgeändert, dass keine Verluste in den Schubdüsen und keine Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle angenommen werden. Dadurch ist der thermische Wirkungsgrad gegenüber dem optimistischen Modell um 2,1% und der Vortriebswirkungsgrad um 1,45% gestiegen. Da die Verluste in Düsen keinen Einfluss auf den Gasturbinenkreislauf haben, wird die Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades nur durch die Eliminierung der Leistungsabfuhr an der Hochdruckwelle erreicht. Auf der anderen Seite beeinflusst das Wegfallen der Leistungsabfuhr zwar die ideale Strahlgeschwindigkeit an der Kerntriebwerksdüse und somit auch die Vortriebsgenerierung, die Verbesserung des Vortriebswirkungsgrades ist aber hauptsächlich der Eliminierung der Düsenverluste geschuldet.

Ausgehend von dem hypothetischen Modell 1 wurden im zweiten hypothetischen Modell (2) zusätzlich die Druckverluste in den Strömungskanälen eliminiert. Das führt zu einer weiteren Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades um 1,8%. Auf Grund der hohen Sensitivität der Triebwerksperformance gegenüber den Druckverlusten im Bypasskanal, die in Kapitel 3.4 ermittelt wurde, hat die Eliminierung dieses

Druckverlustes wahrscheinlich den größten Anteil an der Performanceverbesserung. Der Wegfall der Druckverluste im Einlass und im Zwischenverdichterkanal führt dazu, dass das Gesamtdruckverhältnis trotz konstanter Druckverhältnisse im Fan und in den Verdichtern ansteigt. Durch die Eliminierung der Druckverluste im Turbinenstrang steigt der Druck am Eintritt der Kerntriebwerksdüse und somit die ideale Strahlgeschwindigkeit des Heißgasstroms. Dadurch steigt wiederum bei konstanten Transmissionswirkungsgrad nach Gleichung 2.16 die optimale, ideale Strahlgeschwindigkeit der Bypassdüse. Durch den Wegfall der Druckverluste im Bypasskanal kann diese erhöhte Strahlgeschwindigkeit ohne eine Vergrößerung des Fandruckverhältnisses erreicht werden. Die höheren idealen Strahlgeschwindigkeiten in den Düsen führen dazu, dass der Vortriebswirkungsgrad bei der Eliminierung der Druckverluste abnimmt und somit die gesamte Performanceverbesserung durch eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades erreicht wird.

In den hypothetischen Modellen 3A und 4A wurden ausgehend vom Modell 2 die polytropen Wirkungsgrade aller Turbokomponenten um 2% bzw. 4% erhöht. Das führt neben einer deutlichen Verbesserung der Triebwerksperformance auch dazu, dass die optimale Turbineneintrittstemperatur deutlich sinkt. Allerdings sinkt auch das optimale Fandruckverhältnis in Bereiche, die technisch erheblich schwieriger umsetzbar sind. Eine Anhebung des Gesamtdruckverhältnisses könnte in Verbindung mit der erhöhten optimalen Turbineneintrittstemperatur möglicherweise zu einer Steigerung der idealen Strahlgeschwindigkeit an der Kerntriebwerksdüse und analog zur obigen Erläuterung auch zu einer Vergrößerung des optimalen Fandruckverhältnisses führen. Hierbei müsste aber entweder das Bypassverhältnis oder der Triebwerksmassenstrom reduziert werden, um den Nettoschub des Triebwerks konstant zu halten. Bei der Reduzierung der Verluste in den Turbokomponenten ist kein einheitlicher Trend bezüglich der Anteile des thermischen und des Vortriebswirkungsgrades zu erkennen.

In den hypothetischen Modellen 3B und 4B wurden ausgehend von den Modellen 3A und 4A die Verluste durch Kühlluft eliminiert, wodurch der Gesamtwirkungsgrad um 2% bzw. 1,6% ansteigt. Durch den Wegfall der Kühlluft nehmen die optimale Turbineneintrittstemperatur und das optimale Fandruckverhältnis weiter ab. Wie bei den Verbesserungen der Komponentenwirkungsgrade lässt sich kein Trend für die Performanceverbesserung bezüglich des thermischen Wirkungsgrades und des Vortriebswirkungsgrades erkennen.

5.2 Installationseffekte

Da der Fokus dieser Arbeit auf der Modellierung der Thermodynamik von Flugtriebwerken liegt, wurden in den Analysen der Kapitel 3 und 4 die Bewertung und der Vergleich von Triebwerksmodellen mit den thermodynamischen Beurteilungskriterien durchgeführt, die in Kapitel 2.2.3 erläutert wurden. In den meisten Fällen wurde der schubspezifische Verbrauch im Cruise Betriebspunkt als Kennzahl für die Triebwerksperformance verwendet. In diesen thermodynamischen Modellierungen werden allerdings die Einflüsse des Triebwerksgewicht und der Triebwerksgröße nicht berücksichtigt. Für einen vollständigen Vergleich der Effizienz zweier Triebwerke müsste stattdessen die Menge des Kraftstoffs ermittelt werden, die diese Triebwerke auf vergleichbaren Flugmissionen verbrauchen.

Tabelle 16: Trading Faktoren für SFC und Triebwerksmasse, nach [32]

	Trading Faktor
Änderung des Kraftstoffverbrauchs pro Änderung des spezifischen Verbrauchs um einen Prozent	1,2%
Änderung des Kraftstoffverbrauchs pro Änderung der Masse eines Triebwerks um einen Prozent	0,11%

Da Simulationen von Flugmissionen sehr aufwendig sind und zusätzlich zu den Daten des Triebwerks auch ausführliche Informationen über das Flugzeug und die entsprechende Flugmission benötigt werden, werden die Einflüsse des spezifischen Verbrauchs, des Triebwerksgewichts und der Triebwerksgröße auf den verbrauchten Kraftstoff in einer Flugmission oft über Trading Faktoren bestimmt. Mit Hilfe von Trading Faktoren können für Änderungen des spezifischen Verbrauchs, des Gewichts oder der Größe eines Triebwerks die dadurch verursachte Veränderung des Kraftstoffverbrauchs bestimmt werden. Abhängig von dem geplanten Einsatz der Triebwerke gibt es große Unterschiede in den Trading Faktoren. In [32] sind Trading Faktoren gegeben, deren zugrundeliegende Flugmission zu den in Kapitel 4 entwickelten Triebwerksmodellen passt. Diese Trading Faktoren sind in Tabelle 16 aufgelistet, wobei der Trading Faktor für das Triebwerksgewicht von einer absoluten auf eine relative Gewichtsänderung umgerechnet wurde.

Sind die Unterschiede des spezifischen Verbrauchs und des Triebwerksgewichts zweier Triebwerksmodellen bekannt, können mit diesen Faktoren die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch abgeschätzt werden. Für einen Vergleich des PW1100G-JM mit den Triebwerksmodellen des Technologieniveaus 2050, die in Kapitel 4

entwickelt wurden, fehlt allerdings eine Abschätzung der Auswirkungen der zukünftigen Technologien auf das Triebwerksgewicht. Mit Hilfe der Abschätzung der Verbesserung des spezifischen Verbrauchs können aber Grenzen für die Gewichtszunahme ermittelt werden, so dass sich noch substantielle Verbesserungen im Kraftstoffverbrauch ergeben. In Abbildung 20 sind die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch durch eine Massenerhöhung für verschiedene Annahmen für die Verbesserung des spezifischen Verbrauchs aufgetragen.

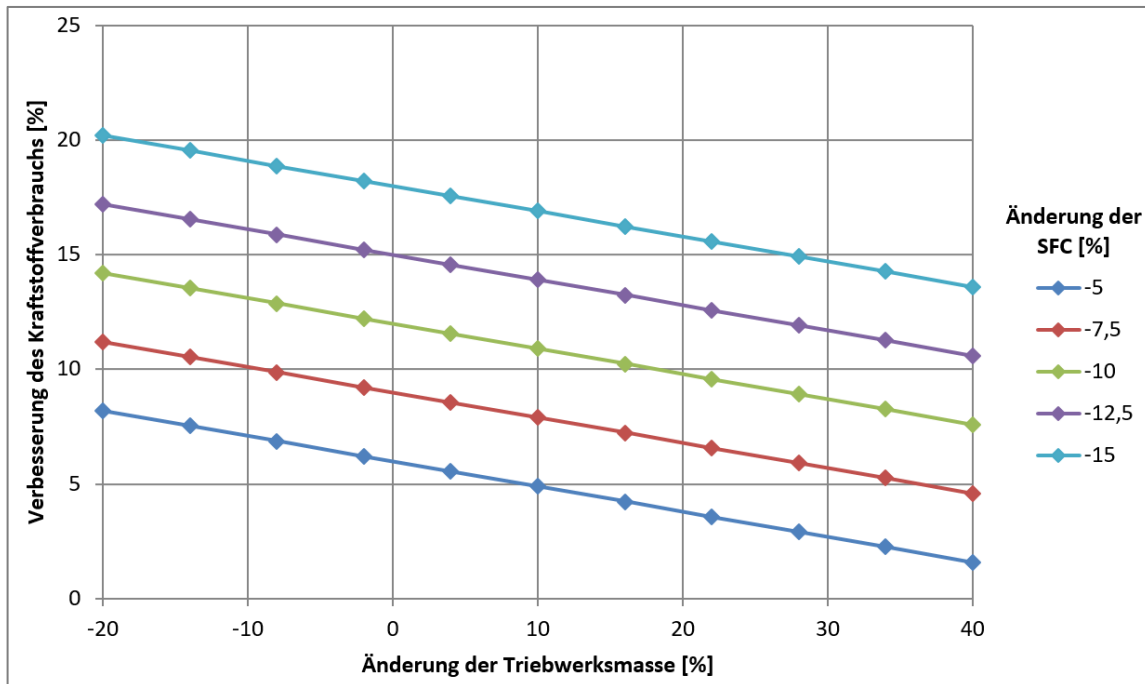


Abbildung 20: Einfluss der Massenänderung eines Triebwerks auf dem Kraftstoffverbrauch

Aus der Abbildung wird deutlich, dass bei der Untergrenze der für das Jahr 2050 ermittelten Verbesserungen des schubspezifischen Verbrauchs von knappen 5% das Triebwerksgewicht um maximal 10% steigen darf, damit eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um 5% möglich wird. Sehr optimistische Schätzungen der Verbesserung des spezifischen Verbrauchs von 15% führen selbst bei Zunahmen des Triebwerksgewichts von 40% zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs über 10%. Bei einer mittelgroßen Annahme für die Verbesserung des spezifischen Verbrauchs um 10% ist eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um 10% selbst bei einer Zunahme des Triebwerksgewichts von knappen 15% möglich.

5.3 Auswirkungen auf Nicht-CO₂-Emissionen

Die CO₂-Emissionen, die auf einer Flugmission ausgestoßen werden, sind proportional mit der Menge des verbrannten Kraftstoffs verbunden. Dadurch kann der schubspezifische Verbrauch auch als ein Maßstab für die verursachten CO₂-Emissionen in dem untersuchten Betriebspunkt angesehen werden. Zusätzlich zum CO₂ werden in der Luftfahrt aber auch weitere Emissionen ausgestoßen, die teilweise gesundheitsschädlich und teilweise klimaschädlich sind. Die gesundheitsschädlichen Emissionen sind besonders in Flughafennähe während Start, Taxi und Landung des Flugzeugs kritisch, weshalb die ICAO für die Emission von Stickoxiden (NO_x), Kohlenstoffmonooxid (CO), unverbrannten Kohlenwasserstoffen (UHC) und Partikeln wie zum Beispiel Ruß Grenzwerte vorgibt, die bei der Zertifizierung eines Triebwerks für einen standardisierten Zyklus von Landung und Start (LTO) kontrolliert werden. Hierbei sind die Grenzwerte zur NO_x-Produktion im Allgemeinen am schwierigsten einzuhalten [33]. Da NO_x außerdem auch einen negativen Einfluss auf den Klimawandel hat, ist die Reduktion der NO_x-Emissionen um 90% bis zum Jahr 2050 eines der Ziele, welches die ACARE in ihrem Flightpath 2050 formuliert hat.

NO_x entsteht durch eine Nebenreaktion bei der Kraftstoffverbrennung, die langsamer als die Hauptreaktion der Verbrennung des Kraftstoffs zu CO₂ und Wasser abläuft. Allerdings nimmt die Reaktionskinetik der NO_x-Produktion mit steigendem Druck und besonders mit steigender Temperatur rapide zu. Dadurch ist die Menge des entstehenden NO_x einerseits von den maximalen Drücken und Temperaturen bei der Verbrennung des Kraftstoffs und andererseits auf Grund der relativ langsamen Reaktionskinetik von der Verweilzeit des Verbrennungsgemisches bei diesen Drücken und Temperaturen abhängig [33].

Ein Ansatz, um trotz der steigenden Gesamtdruckverhältnisse und Turbineneintrittstemperaturen zur Effizienzsteigerung von Turbofans die NO_x-Emissionen zu begrenzen, ist die Vermeidung von stöchiometrischen Verbrennungsverhältnissen. Bei einer fetten Verbrennung mit einem Überschuss an Kraftstoff und bei einer mageren Verbrennung mit einem Überschuss an Luft wird ein Teil der Verbrennungsenergie zur Erwärmung des überschüssigen Anteils benötigt. Dadurch ist die Flammtemperatur der Verbrennung geringer und die Produktion von NO_x wird reduziert. Allerdings fördern fette Verbrennungsverhältnisse die Produktion von Partikeln, CO und UHC [34] und magere Verbrennungsverhältnisse können

insbesondere bei Teillastbetrieb zu instabilen Verbrennungen führen, die wiederum die Produktion von CO und UHC fördern. Durch längere Verbrennungsdauern könnten die Mengen dieser Emissionen wieder verringert werden. Die langen Verweildauern bei hohen Temperaturen würden aber wiederum zu einer vermehrten NO_x-Produktion führen. Die Fenster für schadstoffarme Verbrennung bei halbfetten und halbmageren Luft-Treibstoffgemischen stellen Kompromisse für den Zielkonflikt zur Minimierung der NO_x-Emissionen und zur Minimierung der anderen gesundheitsschädlichen Emissionen dar.

Für zukünftige Turbokraftmaschinen wird einerseits eine weitere Verbesserung der Rich Burn – Quick Quench – Lean Burn Technologie (RQL) diskutiert, die auch im PW1100G-JM eingesetzt wird. Dabei wird der Kraftstoff zuerst halbfett verbrannt, um eine stabile Verbrennung zu gewährleisten. Anschließend wird dem Verbrennungsgemisch viel Luft beigemischt und die restliche Verbrennung verläuft bei einem Überschuss an Luft. Da bei dieser Technologie beim Übergang von der fetten zur mageren Verbrennung stöchiometrische Verhältnisse vorliegen, ist die Geschwindigkeit, in der Luft dem fetten Verbrennungsgemisch zugemischt wird, ein wichtiger Faktor zur Minimierung der NO_x-Emission. Andere Brennkammertechnologien, die für zukünftige Turbokraftmaschinen diskutiert werden, aber noch nicht in den Markt eingeführt sind, sind unter anderem die Lean Direct Injection (LDI) und die Multipoint Lean Direct Injection (MLDI) [34].

Neben dem CO₂ und dem NO_x haben auch die Emissionen von Wasser und Schwefeloxiden (SO_x) eines Turbokraftmaschinen einen negativen Einfluss auf das Klima. Wasser ist wie CO₂ ein Produkt bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen und ist somit proportional zum Kraftstoffverbrauch. Die Menge des ausgestoßenen SO_x hängt direkt von der Menge des Schwefels im Kraftstoff ab. In den Spezifikationen der Flugkraftstoffe sind Grenzwerte für den enthaltenen Schwefel angegeben. Eine minimale Menge Schwefel ist aber zur Sicherstellung der Schmierung im Triebwerk vorgeschrieben. Wird in Zukunft die Schmierfähigkeit eines Triebwerks über andere Maßnahmen gewährleistet, können durch schwefelfreie Kraftstoffe die SO_x-Emissionen komplett verhindert werden.

5.4 Ungenauigkeiten und Grenzen der Modellierung

Der Triebwerksvorentwurf ist ein hochgradig multidisziplinärer Prozess, bei dem die Anforderungen unterschiedlicher Fachbereiche miteinander verknüpft werden müssen. Nachdem in einem Vorstudium das Konzept und der Kreisprozess des Triebwerks festgelegt werden, beginnt die Entwicklung eines Triebwerksvorentwurfs mit einem ersten Entwurf der Thermodynamik. Darauf aufbauend wird das Triebwerksmodell durch weiterführende aerodynamische und strukturelle Untersuchungen immer weiter verfeinert. Dadurch entsteht ein hochiterativer Prozess, bei dem die Thermodynamik, die Aerodynamik und die Struktur des Triebwerks immer wieder auf einander abgestimmt werden müssen. Durch immer detaillierte Simulationen sind am Abschluss präzise Beschreibungen aller Komponenten möglich.

Die Triebwerksmodelle, die für diese Arbeit entwickelt wurden, sind innerhalb dieses Prozesses auf dem Stand des ersten Entwurfs der Thermodynamik. Bei der Entwicklung der Modelle wurden die Aerodynamik und die Struktur des Triebwerks nur durch einfache Kennzahlen der aerodynamischen und mechanischen Belastungen in den Turbokomponenten des Boosters, des Hochdruckverdichters, der Hochdruckturbine und der Niederdruckturbine in stationären Betriebspunkten betrachtet. Diese Modelle erheben nicht den Anspruch, eines vollständigen Triebwerksvorentwurfs. Sie sollen nur einen Eindruck über die Größenordnung der thermodynamischen Leistungskennzahlen liefern. Auch bei der Untersuchung der anderen Triebwerksmodelle im Rahmen dieser Arbeit lag der Fokus auf der Thermodynamik.

Zusätzlich zu diesen Einschränkungen sind die Simulationen mit Hilfe dieser Modelle wie alle numerischen Simulationen mit Unsicherheiten verbunden. Das liegt daran, dass bei der mathematischen Modellierung hochkomplexer, realer Systeme wie zum Beispiel einem Flugtriebwerk Vereinfachungen nötig sind. Je stärker diese Vereinfachungen sind, desto größer sind die Ungenauigkeiten in den Ergebnissen der Simulation. Bei der Simulation der Triebwerksmodelle in dieser Arbeit werden starke Vereinfachungen angenommen. So werden beispielsweise in den Stationen zwischen zwei Triebwerksmodulen im Kerntriebwerk die Gasdaten von turbulenten Strömungen mit komplexen radialen Ausprägungen durch einzelne diskrete Werte beschrieben. Da die Modelle aber nur für einen ersten Entwurf der Thermodynamik verwendet werden, sind die Auswirkungen dieser Ungenauigkeiten vernachlässigbar.

6. Diskussion von revolutionären Technologien

6.1 Einteilung der revolutionären Technologien

Alle bisher dargestellten Technologien stellen evolutionäre Maßnahmen zur Verbesserung der Turbofans da. Da diese Verbesserungen aber aller Voraussicht nach nicht ausreichen werden, um die anspruchsvollen Ziele der ACARE Flightpath 2050 einzuhalten, müssen revolutionäre Eingriffe in die Schuberzeugung diskutiert werden. Diese revolutionären Eingriffe stellen große Veränderungen im System Triebwerk dar und lassen sich grob in drei Kategorien einteilen. Die ersten beiden Kategorien umfassen Maßnahmen mit dem Ziel, den Gesamtwirkungsgrad der Triebwerke zu erhöhen. In der ersten Kategorie soll der thermische Wirkungsgrad durch eine Veränderung des thermodynamischen Prozesses im Kerntriebwerk verbessert werden. In der zweiten Kategorie wird versucht, durch revolutionäre Technologien die Schubgenerierung zu Gunsten besserer Vortriebswirkungsgrade zu verändern. Die Maßnahmen in der dritten Kategorie zielen darauf ab, die Art, wie die Energie für die Triebwerke an Bord des Flugzeug gespeichert wird, und die Art, wie diese Energie in Antriebsleistung umgewandelt wird, zu verändern. Diese Diskussion soll nur einen groben Überblick über revolutionäre Technologien geben und stellt keine ausführliche Erläuterung aller möglichen Konzepte dar.

6.2 Veränderung des Gasturbinenprozesses

6.2.1 Zwischenkühler und Rekuperator

Eine Möglichkeit, mit der die Effizienz des Gasturbinenprozesses in Turbofans verbessert werden kann, ist die Integration von Wärmetauschern in das Triebwerk, wobei zwei unterschiedliche Ansätze verfolgt werden können.

Der erste Ansatz sieht den Einbau eines Wärmetauschers zwischen Booster und Hochdruckverdichter vor. Mit diesem Zwischenkühler wird ein Teil der Wärme, die während Verdichtungsprozess entsteht, von dem Heißgasstrom in den Kaltluftstrom im Bypasskanal übertragen. Dadurch sinkt die Temperatur am Eintritt und folgend auch am Austritt des Hochdruckverdichters und es können höhere Gesamtdruckverhältnisse erreicht werden, ohne dass die negativen Einflüsse durch den steigenden Kühlluftbedarf auf Grund der heißeren Kühlluft und durch die sinkende Temperaturdifferenz über der Brennkammer überhand nehmen. Durch die kältere

Temperatur am Eintritt des Hochdruckverdichters sinkt weiterhin die Leistung, die für den Antrieb des Verdichters benötigt wird. Dadurch nimmt die Größe der Hochdruckturbine trotz des größeren Druckverhältnisses im Hochdruckverdichter wenn überhaupt nur geringfügig zu. Zuletzt wirkt sich die Wärmeübertragung aus dem Heiß- in den Kaltluftstrom auch positiv auf den Transmissionswirkungsgrad aus [35].

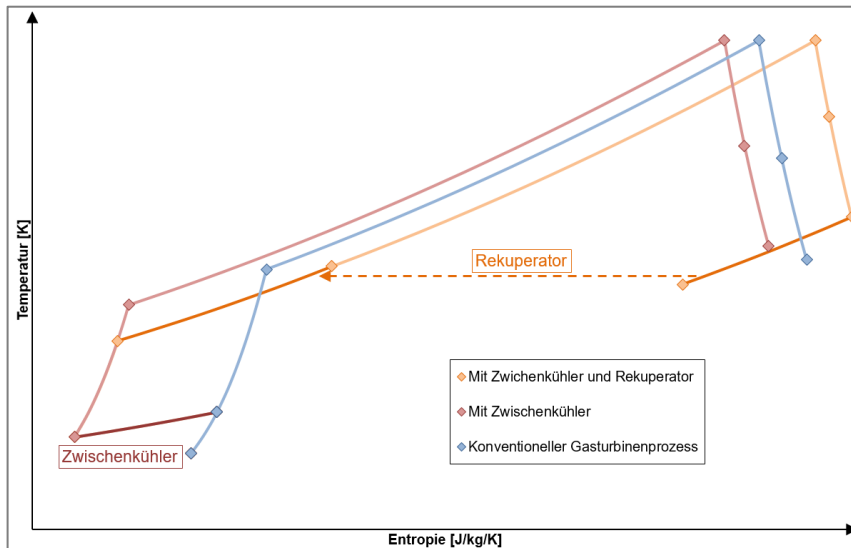


Abbildung 21: Einfluss von Wärmetauschern auf die Thermodynamik eines Gasturbinenprozess im Ts-Diagramm

Der zweite Ansatz sieht vor, die Wärme im Abgas der Niederdruckturbine mit einem Rekuperator zu nutzen, um die Luft vor der Brennkammer vorzuwärmen und somit die Menge des benötigten Kraftstoffs zu reduzieren. Da zur Wärmeübertragung die Temperatur am Austritt des Hochdruckverdichters niedriger als am Austritt der Niederdruckturbine sein muss, funktioniert dieser Prozess nur bei niedrigen Gesamtdruckverhältnissen. Wird der Rekuperator mit einem Zwischenkühler kombiniert, sind etwas höhere Gesamtdruckverhältnisse möglich, wodurch sich die Effizienz des Triebwerks weiter steigern lässt. Aus diesem Grund sehen die meisten Konzepte mit einem Rekuperator auch einen Zwischenkühler vor, wobei die Gesamtdruckverhältnisse auch bei dieser Kombination unterhalb konventioneller Turbofans liegen. Wegen des kleinen Gesamtdruckverhältnisses werden in Triebwerken mit Rekuperator nur kleine Verdichter und Turbinen benötigt. Im Ts-Diagramm in Abbildung 21 sind die Unterschiede zwischen dem konventionellen Gasturbinenprozess, dem Gasturbinenprozess mit Zwischenkühler und dem Gasturbinenprozess mit Zwischenkühler und Rekuperator dargestellt.

Um einen sicheren und optimalen Betrieb im Off-Design des Triebwerks sicherzustellen, werden Triebwerksmodelle mit Wärmetauschern häufig mit variablen

Geometrien ausgeführt. Wird der kalte Luftstrom des Zwischenkühlers hinter dem Wärmetauscher durch eine separate Düse aus dem Triebwerk geleitet, kann dieser Massenstrom über eine variable Düse geregelt werden. Dadurch lässt sich in jedem Punkt die optimale Kühlleistung des Zwischenkühlers einstellen [36]. Um auch im Cruise-Betriebspunkt eine hohe Temperaturdifferenz für den Rekuperator sicherzustellen, können über variable Leitschaufeln in der Niederdruckturbine der Massenstrom des Heißgases und dadurch die Temperaturen im Turbinenstrang eingestellt werden [37].

Durch den Einbau der Wärmetauscher nimmt jedoch das Triebwerksgewicht deutlich zu. Bei Triebwerken mit Zwischenkühler und Rekuperator ist die Gewichtszunahme auf Grund der zwei Wärmetauscher und der Leitungen zwischen den Austritten des Hochdruckverdichters und der Niederdruckturbine besonders hoch. Weiterhin entstehen durch die Wärmetauscher auch Druckverluste. Wie in Kapitel 3.4 gezeigt wurde, hat besonders der Druckverlust im Bypasskanal durch den Zwischenkanal großen Einfluss auf die Triebwerksperformance. Wie groß die Gewichtszunahme und die Druckverluste ausfallen, hängt stark von der Effizienz der Wärmetauscher ab.

Für Turbofans mit Zwischenkühlung wurden Kraftstoffeinsparungen zwischen 3,2% [38] und 4,9% [36] zu konventionellen Turbofans des gleichen Technologieniveaus festgestellt. Ein alternatives Triebwerksdesign mit Umkehrung der Strömung hinter dem Zwischenkühler, durch das der Hochdruckteil des Triebwerks von dem Niederdruckteil getrennt wird, verspricht weiteres Verbesserungspotenzial [39]. Untersuchungen für einen Turbofan mit Zwischenkühler und Rekuperator haben sogar Kraftstoffeinsparungen von 22% gegenüber konventionellen Turbofans gezeigt [38]. Da bei langen Flugdauern der negative Einfluss des Gewichts immer geringer und der positive Einfluss des reduzierten Verbrauchs immer stärker wird, stellen Turbofans mit Zwischenkühler und Rekuperator vor allem eine Option für Langstreckenflüge dar.

Auf Grund der niedrigen Temperaturen und Drücke am Brennkammereintritt haben Turbofans mit Rekuperator außerdem das Potenzial zur deutlichen Reduktion der NO_x -Emissionen. Bei zwischengekühlten Turbofans ist das Potenzial wegen der hohen Gesamtdruckverhältnisse nicht so hoch. Weiterhin schirmen Rekuperatoren den Lärm des Kerntriebwerks ab und haben somit auch einen positiven Einfluss auf den Triebwerkslärm.

6.2.2 Composite Cycle

In Triebwerken mit einer druckerhöhenden Verbrennung wird der Gasturbinenprozess dahingehend verändert, dass die ideale isobare Wärmezufuhr durch eine ideale isochore Wärmezufuhr ersetzt wird, wodurch der thermische Wirkungsgrad des idealen Prozesses erhöht wird. Durch die zusätzliche Druckerhöhung bei der Verbrennung des Kraftstoffs können zusätzlich höhere Gesamtdruckverhältnis der Triebwerke erreicht werden. Die Konzepte des Composite Cycle, der Pulse Detonation Combustor Turbine und der Rotoating Detonation Combustor Turbine nutzen druckerhöhende Verbrennungen. Diesen Konzepten ist gemein, dass bei Ihnen der Verbrennungsvorgang instationär erfolgt, was zu Herausforderungen bei der Integration der Technologien ins Triebwerk führt. Beispielhaft für ein Konzept mit druckerhöhender Verbrennung soll hier der Composite Cycle vorgestellt werden.

Die Idee hinter Composite Cycle Triebwerken ist die Integration von Kolbensystemen in den Hochdruckteil des Gasturbinenprozess eines Turbofans. In dem Kerntriebwerk wird die Luft zunächst durch einen Turboverdichter komprimiert bevor es in ein System aus Kolbenmaschinen geleitet wird. Dieses System besteht entweder aus Kolbenverdichtern und Kolbenmotoren, die die vorgeschalteten Kolbenverdichter antreiben wodurch die Gasarbeit erhöht wird, oder nur aus Kolbenmotoren, deren Leistung zum Antrieb des Fans genutzt wird. Im Anschluss an die Kolbenmaschinen wird dem Verbrennungsgas in einer Brennkammer weitere Energie zugeführt, bevor es in Turbinen entspannt wird, die den Turboverdichter und den Fan antreiben.

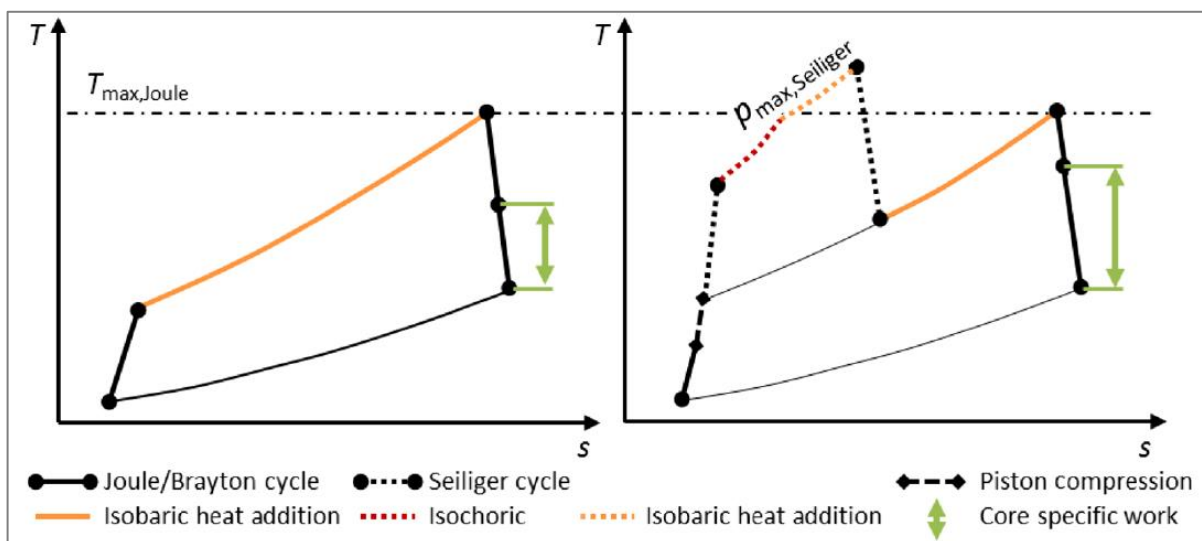


Abbildung 22: Thermodynamische Vorteile des Composite Cycle im Ts-Diagramm, [40]

Der ideale Vergleichsprozess der Kolbenmotoren ist der Seilinger-Prozess, bei dem ein Teil der Verbrennung isochor und damit druckerhöhend und der andere Teil isobar erfolgt. Damit ist der thermische Wirkungsgrad idealer Kolbenmotoren höher als bei idealen Turbomaschinen mit gleichen Druck- und Temperaturniveau. Ein weiterer Vorteil von Kolbenmaschinen gegenüber Turbomaschinen ist, dass deutlich höhere Spitzendrücke und Spitzentemperaturen erreicht werden können. Das liegt daran, dass Kolbenmotoren im Gegensatz zu Turbomaschinen instationär arbeiten und die maximalen Drücke und Temperaturen somit nur für sehr kurze Zeit auftreten. In Composite Cycle Triebwerken könnten dadurch Gesamtdruckverhältnisse von über 300 erreicht werden [40], wodurch der thermische Wirkungsgrad der Triebwerke zusätzlich erhöht wird. In Abbildung 22 sind diese Vorteile schematisch in einem Ts-Diagramm dargestellt. Eine mögliche Integration von Zwischenkühlern vor den Kolbenmaschinen verspricht weiteres Potenzial zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads [41].

Neben den Vorteilen im thermischen Wirkungsgrad bringt die Integration der Kolbenmaschinen in den Turbofan aber auch erhebliche Nachteile mit sich. Zum einen werden die Triebwerke durch die Kolbensysteme deutlich komplexer. Soll die Leistung der Kolbenmotoren auch zum Antrieb des Fans genutzt werden, kommt durch das dafür notwendige Getriebe zusätzliche Komplexität hinzu. Weiterhin ist die Leistungsdichte von Kolbenmaschinen in etwa sieben Mal kleiner als die von Turbomaschinen. Ein Triebwerk mit einem Composite Cycle ist dadurch über 30% schwerer als ein vergleichbarer herkömmlicher Turbofan [40]. Auf Grund des instationären Verhaltens der Kolbenmaschinen müssen hinter dem Turboverdichter und vor der Brennkammer Puffervolumen installiert werden, um Druckwellen zu verhindern. Diese Puffervolumen nehmen zum einen weiteren Raum im Triebwerk ein und sind zum anderen mit Druckverlusten verbunden [41].

Trotz dieser Nachteile haben sich in den Untersuchungen Einsparungen für Composite Cycle Triebwerke gegenüber herkömmlichen Turbofans im spezifischen Verbrauch von 17,5% und im Kraftstoffverbrauch auf Missionsbasis von 15 bis 16% ergeben [40]. Es bleiben aber noch Fragen bezüglich der aerodynamischen und strukturellen Stabilität der Turbokomponenten, der Skalierbarkeit der Kolbenmaschinen, dem Lärm und dem Verhalten des Triebwerks in Extremsituationen [40].

6.3 Veränderung der Vortriebsgenerierung

6.3.1 Gegenläufige Fanrotoren

Die weitere Verbesserung des Vortriebswirkungsgrades durch eine stetige Erhöhung des Bypassverhältnisses wird bei konventionellen Turbofans dadurch begrenzt, dass der Fandurchmesser mit dem Bypassverhältnis immer weiter ansteigt. Das führt dazu, dass ab einem Grenzwert des Bypassverhältnisses die negativen Auswirkungen durch den steigenden Widerstand und das steigende Gewicht des Triebwerks die Effizienzsteigerung durch den höheren Vortriebswirkungsgrad kompensieren. In den revolutionären Technologien des Contra-Rotating-Turbofan und des Open-Rotor wird versucht, die Vortriebsgenerierung so zu verändern, dass dieser Grenzwert zu höheren Bypassverhältnissen verschoben wird.

Bei beiden Technologien wird der Druckaufbau im Fan bzw. Rotor auf zwei gegenläufige Stufen aufgeteilt. Durch die kleineren Stufendruckverhältnisse kann die Anzahl der Fanschaufeln und die Drehzahl der Rotoren reduziert sowie der Fanwirkungsgrad und die axialen Machzahlen erhöht werden. Da weiterhin der Drall der Abströmung des ersten Fanrotors durch den zweiten Fanrotor entfernt wird, wird keine Statorstufe benötigt, wodurch der Wirkungsgrad zusätzlich steigt.

Zum Antrieb eines gegenläufigen Fans kommen drei Möglichkeiten in Frage, die in Abbildung 23 dargestellt sind. Werden die Fanrotoren über zwei gegenläufige Turbinen angetrieben, sind sehr viele Turbinenstufen nötig, da beide Turbinen bei kleinen Drehzahlen laufen. Stattdessen kann auch eine kämmende Niederdruckturbine verwendet werden, bei der die Statorreihen der Turbine durch gegenläufige Rotoren ersetzt werden. Durch die hohen Relativgeschwindigkeiten sind bei diesem Konzept weniger Turbinenstufen notwendig. Allerdings ist dieses Konzept neuartig und mit hoher Komplexität verbunden.



Abbildung 23: Antriebsmöglichkeiten für einen gegenläufigen Fan, nach [42]

Die dritte Möglichkeit ist die Verwendung eines Getriebes. Da dadurch die Niederdruckturbine auf hoher Drehzahlen laufen kann, werden wenige Turbinenstufen benötigt. Wird allerdings wie bei den Getriebeturbofans ein Planetengetriebe

verwendet, ist auf Grund der Drehmomentverteilung in diesen Getrieben keine drallfreie Abströmung des Fans möglich. Die dadurch entstehenden Verluste kompensieren zumindest teilweise die positiven Effekte auf den Fanwirkungsgrad [42].

Bei Contra-Rotating-Turbofans wird das System der gegenläufigen Fanrotoren dazu verwendet, durch höhere axiale Machzahlen die Massenstromdichte im Fan zu erhöhen. Dadurch können im Vergleich zum konventionellen Turbofan auf dem gleichen Querschnitt höhere Massenströme durch den Fan gefördert und höhere Bypassverhältnisse erreicht werden.

Ein Nachteil dieses Konzeptes ist der entstehende Triebwerkslärm. Zwar sind die Drehzahlen der Fanrotoren geringer als bei herkömmlichen Turbofans, durch die hohen Relativgeschwindigkeiten im zweiten Rotor liegen an dessen Schaufelspitzen trotzdem hohe relative Machzahlen vor, die Lärm erzeugen. Weiterhin läuft der zweite Rotor in den Nachlaufdüsen des ersten Rotors und durch die Interaktion entsteht zusätzlicher Lärm. Dieses Problem kann zwar durch einen größeren Abstand zwischen den Stufen reduziert werden, da bei diesem Konzept aber auch nur Kraftstoffeinsparungen zwischen 1,4% und 2% gegenüber konventionellen Turbofans zu erwarten sind, ist es fraglich, ob sich Investitionen in diese Technologie lohnen [43].

Open-Rotor weichen in ihrem Design stärker von konventionellen Turbofans ab. Bei dieser Technologie wird auf eine Ummantelung des Fans verzichtet, um so die negativen Auswirkungen höherer Fandurchmesser auf den Widerstand und das Gewicht der Triebwerke zu verringern und dadurch sehr hohe Bypassverhältnisse zu ermöglichen. Durch die gegenläufigen Fanrotoren werden weniger Fanschaufeln benötigt, wodurch der Widerstand weiter verringert werden kann.

Bei diesem Konzept ist die Lärmproblematik noch gravierender als bei den Contra-Rotating-Turbofans. Dadurch dass die zweiten Fanrotoren kleiner als die ersten ausgeführt werden, kann zwar ein Teil der Interaktion zwischen den Stufen verhindert werden, durch die fehlende Ummantelung wird der Fanlärm aber auch nicht mehr abgeschirmt. Weiterhin steigt ohne Ummantelung auch die Gefahr durch Schaufelblattverlust der Fanschaufeln. Da die Triebwerke zusätzlich auf Grund der großen Fandurchmesser nicht länger unter dem Flügel installiert werden können, werden komplett neue Flugzeugkonfigurationen erforderlich.

Sollten diese Probleme gelöst werden, verspricht der Open-Rotor-Turbofan trotz eines deutlich höheren Gewichts Verbrauchseinsparungen zwischen 12% [44] und 22% [32]

gegenüber Getriebeturbofans des gleichen Technologieniveaus. Da Open-Rotor-Triebwerke nur langsamere Fluggeschwindigkeiten bis maximal Mach 0,8 erreichen können, sind sie eher für Kurzstreckenflüge geeignet.

6.3.3 Boundary Layer Ingestion und Distributed Propulsion

Eine weitere Möglichkeit für eine effizientere Vortriebsgenerierung ist die Grenzschichteinsaugung (Boundary Layer Ingestion, BLI). Bei dieser Technologie wird nicht wie bei konventionellen Triebwerken eine möglichst ungestörte Anströmung angestrebt. Stattdessen wird ein möglichst großer Anteil der Triebwerksluft aus der Grenzschicht des Flugzeugs angesaugt. Dadurch ergeben sich zwei Vorteile für die Vortriebsgenerierung.

Zum einen wirkt sich die Boundary Layer Ingestion durch höhere Vortriebswirkungsgrade positiv auf die Dissipation im Triebwerksstrahl aus. Werden bei der Vereinfachung des Vortriebswirkungsgrades von Gleichung (2.12) zu Gleichung (2.13) eine von der Umgebungsgeschwindigkeit abweichende Eintrittsgeschwindigkeit berücksichtigt, ergibt sich der vereinfachte Vortriebswirkungsgrad nach Gleichung (6.1). Betrachtet man ein Triebwerk mit konstantem Nettoschub und konstantem Triebwerksmassenstrom wird deutlich, dass durch eine Verminderung der Eintrittsgeschwindigkeit in das Triebwerk der Vortriebswirkungsgrad erhöht werden kann. Da die Grenzschicht eines Flugzeugs gegenüber dem Triebwerk eine geringere Geschwindigkeit als die Umgebungsluft hat, ermöglicht die Boundary Layer Ingestion somit Triebwerke mit hohen Vortriebswirkungsgraden.

$$\eta_{Prop} \approx \frac{2c_0}{c_9 + c_1} = \frac{2c_0}{\frac{F_N}{\dot{m}_{Air}} + 2c_1} \quad (6.1)$$

Der zweite Vorteil der Boundary Layer Ingestion ist, dass neben der verringerten Dissipation des Triebwerkstrahls auch die Dissipation in der Nachlaufdüse und somit der Flugzeugwiderstand reduziert wird. Das liegt daran, dass durch die Boundary Layer Ingestion die Grenzschicht des Flugzeugs beschleunigt wird. Dadurch verringert sich die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Nachlaufdüse des Flugzeugs und der Umgebung, wodurch die Dissipation verringert wird. In Abbildung 24 sind beide Effekte in einem Vergleich eines herkömmlichen Triebwerks mit einem Triebwerk mit idealer Boundary Layer Ingestion dargestellt.

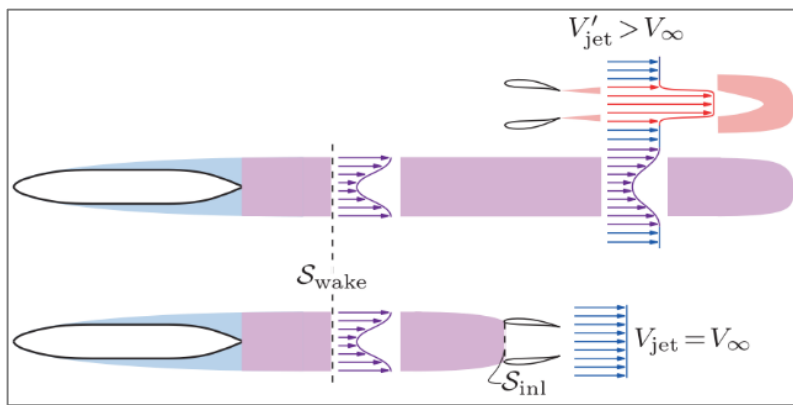


Abbildung 24: Idealisierte Darstellung der Vorteile durch BLI, [45]

Das Potenzial der Boundary Layer Ingestion hängt stark von der Umsetzung ab. Eine Möglichkeit zur Implementierung dieses Systems ist es, konventionelle Turbofans am Heck des herkömmlichen Flugzeugs mit geringem Abstand zum Rumpf zu installieren. Hierbei macht die eingesaugte Grenzschicht aber nur einen geringen Anteil der Triebwerksluft aus. Weiterhin wirkt sich die ungleichförmige Anströmung negativ sowohl auf die strukturelle Stabilität des Triebwerks als auch auf den Fanwirkungsgrad aus, sodass der positive Einfluss der Boundary Layer Ingestion auf die Triebwerksperformance kompensiert wird [46].

Die Boundary Layer Ingestion wird aber auch in vielen neuartigen, unkonventionellen Flugzeugskonfigurationen verwendet, die höheres Potenzial zur Kraftstoffeinsparung versprechen. Beispiele hierfür sind das Aurora D8 Konzeptflugzeug von MIT, Pratt & Whitney und NASA [47] oder rumpfumlaufende Fans, bei denen die Fanschaufeln um den Rumpf am Heck des Flugzeugs angebracht sind [48].

Die Distributed Propulsion ist eine weitere Technologie, die auch in Verbindung mit der Grenzschichteinsaugung genutzt werden kann. Bei diesem Konzept wird die Vortriebsgenerierung auf viele Triebwerke verteilt. Dadurch kann jedes einzelne Triebwerk kleiner ausgeführt werden, wodurch der Anteil der angesaugten Grenzschicht sowie das Bypassverhältnis deutlich erhöht werden können.

Die Leistung der Triebwerke wird zentral erzeugt und entweder mechanisch, über Druckluft oder elektrisch zu den anderen Triebwerken geleitet. Bei der mechanischen Leistungsübertragung sind die anzutreibenden Triebwerke mit Wellen und Getriebeboxen mit einer zentralen Gasturbine verbunden, in der die Leistung erzeugt wird. Zur Leistungsübertragung über Druckluft wird aus einer zentralen Gasturbine Druckluft aus dem Verdichterstrang abgeführt, die zu den anzutreibenden Triebwerken

geleitet und dort in Turbinen in mechanische Leistung umgewandelt wird. Die Bereitstellung elektrischer Leistung kann entweder über Generatoren, die durch Gasturbinen angetrieben werden, über Batterien oder über Brennstoffzellen erfolgen. Die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Erzeugung der elektrischen Leistung werden in Kapitel 6.4.2 ausführlicher diskutiert. Bei der Leistungsübertragung über Wellen oder Druckluft müssen die zusätzlichen Triebwerke in der Nähe der zentralen Gasturbine installiert werden, um hohe Verluste bei der Leistungsübertragung zu vermeiden. Werden die zusätzlichen Triebwerke über Elektromotoren angetrieben, steigen die konfigurativen Freiheitsgrade im Flugzeugdesign.

Ein weiterer Vorteil der elektrisch angetriebenen Distributed Propulsion ist, dass der Ausfall eines Antriebs weniger Auswirkungen auf die gesamte Antriebsleistung hat. Konventionelle Triebwerke müssen überdimensioniert werden, damit im Falle des Ausfalls eines Triebwerks die übrigen Triebwerke noch genügend Schub erzeugen können, um eine sichere Landung zu gewährleisten. Auf Grund der hohen Anzahl der Antriebe ist in der elektrischen Distributed Propulsion eine geringere Überdimensionierung der einzelnen Triebwerke ausreichend [49].

Die Potenziale zur Kraftstoffreduzierung durch die Distributed Propulsion hängen stark mit den dazugehörigen Flugzeugkonfigurationen zusammen. Es wurden Kraftstoffeinsparungen gegenüber konventionellen Triebwerken des gleichen Technologieniveaus von 12% festgestellt [50]. Auf Grund der kleineren Triebwerke und der geringen Strahlgeschwindigkeit ist auch ein großes Potenzial zur Reduzierung des Flugzeuglärms vorhanden.

6.4 Veränderung der Energiespeicherung und –Umwandlung

6.4.1 Alternative Kraftstoffe

Die zuvor präsentierten Technologien verfolgen alle den Ansatz, die Performance des Triebwerks zu verbessern und dadurch die Menge des verbrannten Kerosins und der dabei ausgestoßenen Emissionen zu verringern. Eine Möglichkeit, die durch die Luftfahrt verursachten Emissionen zu verringern, ohne das Design der Triebwerke verändern zu müssen, stellt die Verwendung von alternativen Kraftstoffen aus regenerativen Rohstoffen dar. Diese sogenannten Drop-In Kraftstoffe erfüllen dieselben Spezifikationen wie herkömmlicher Luftfahrtkraftstoff und können somit analog zu Kerosin verwendet werden. Zum jetzigen Zeitpunkt gibt es bereits sechs

zertifizierte Prozessketten, deren Erzeugnisse in Gemischen mit mindestens 50% Volumenanteil Kerosin verwendet werden dürfen und bereits in über 180.000 kommerziellen Flügen genutzt wurden. Fünf weitere Prozessketten befinden sich weiterhin noch im Zulassungsverfahren [51].

Da die alternativen Kraftstoffe ähnliche chemische Zusammensetzungen wie herkömmliches Kerosin haben, werden bei ihrer Verbrennung vergleichbare Mengen an CO₂ ausgestoßen. Der Vorteil eines alternativen Kraftstoffs gegenüber Kerosin wird erst bei einem Vergleich der Lebenszyklusanalysen ihrer Herstellungsprozesse deutlich. Werden alternative Kraftstoffe aus regenerativen Ausgangsmaterialien wie Biomasse oder Pflanzenölresten gewonnen, wird bei ihrer Verbrennung nur CO₂ ausgestoßen, das während des Wachstums der Pflanze aus der Atmosphäre aufgenommen wurde. Allerdings wird auch während des Herstellungsprozess eines Kraftstoffs Energie benötigt und es werden Treibhausgase erzeugt, die die Lebenszyklusanalyse beeinflussen. Abhängig von dem Ausgangsmaterial und dem Herstellungsprozess gibt es große Unterschiede wie vorteilhaft ein alternativer Kraftstoff gegenüber Kerosin ist [52].

Neben dem Herstellungsverfahren müssen auch Landnutzungsänderungen zur Erzeugung der Ausgangsmaterialien in einer Lebenszyklusanalyse berücksichtigt werden. Je nach Rohstoff und Anbauweise können Landnutzungsänderungen einen positiven oder negativen Effekt auf die Nachhaltigkeit eines Kraftstoffs haben. Werden Fläche wie Regenwälder oder Moore, in denen viel Kohlenstoff gespeichert wird, in Anbauflächen für alternative Kraftstoffe umgewandelt, können die Effekte der Landnutzungsänderung die Vorteile kompensieren, die sich durch die Nutzung alternativer Kraftstoffe ergeben. Andererseits gibt es auch Ausgangsmaterialien wie Jatropha, die in trockenen Gebieten mit sehr wenig natürlicher Vegetation angebaut werden können. Somit führt eine Landnutzungsänderung durch die Kultivierung dieser Pflanzen dazu, dass mehr CO₂ als zuvor in diesen Flächen gespeichert wird [52]. Neben der Verfügbarkeit von Land wird der nachhaltige Anbau der Rohstoffe zur Produktion alternativer Kraftstoffe auch durch die Verfügbarkeit von Wasser begrenzt [53].

Neben den positiven Effekten auf die CO₂-Bilanz führt die Nutzung von alternativen Kraftstoffen auch zur Reduktion anderer Emissionen. Da alternative Kraftstoffe im Vergleich zu Kerosin noch geringere bzw. keine Mengen Schwefel enthalten,

entstehen bei ihrer Verbrennung auch keine klimaschädlichen Schwefeloxide [54]. Der positive Effekt des Schwefels auf die Schmierfähigkeit des Treibstoffs kann durch andere Zugaben in den Kraftstoff ausgeglichen werden [53]. Weiterhin wirkt sich der deutlich geringere Aromatenanteil in alternativen Kraftstoffen positiv auf die Rußbildung aus. Allerdings sind in den Spezifikationen gewisse Anteile an Aromaten vorgeschrieben, da die Aromaten benötigt werden, um die Dichtheit der Dichtungen sicherzustellen. Aus diesem Grund sind aktuell viele alternative Kraftstoffe nur in Gemischen mit Kerosin zugelassen [53]. Weiterhin wurden bei der Verbrennung von alternativen Kraftstoffen um bis zu 10% geringere Mengen an NO_x-Emissionen festgestellt, die auf eine veränderte Stöchiometrie zurückgeführt werden [55].

Solange der Anteil der alternativen Kraftstoffe gegenüber herkömmlichem Kerosin gering ist, ist es für die Ökobilanz der gesamten Luftfahrt nur von geringer Bedeutung, ob die alternativen Kraftstoffe nur in Gemischen verwendet werden oder Kerosin auf einzelnen Flügen komplett ersetzen, da die Menge des substituierten Kerosins dieselbe ist.

Alternative Drop-In Kraftstoffe haben weiterhin einen Vorteil gegenüber allen anderen diskutierten Technologieverbesserungen, da zu ihrer Nutzung kein Retrofit an bereits bestehenden Flugzeugen nötig ist. Bei neuartigen Triebwerkstechnologien kann auf Grund der langen Lebensdauer eines Linienflugzeuges eine lange Zeit vergehen, bis diese Technologien den Markt durchdrungen hat und ihr Einfluss auf die Effizienz der gesamten Flugzeugflotte bemerkbar wird [2]. Da alternative Kraftstoffe analog zu herkömmlichem Kerosin verwendet werden kann, hängt ihre Marktdurchdringung nur von der Menge des produzierten Kraftstoffs zu wettbewerbsfähigen Preisen ab. Momentan reichen die verfügbaren Mengen bei weitem nicht aus. Die insgesamt 180.000 kommerziellen Flüge, bei denen bereits alternative Kraftstoffe eingesetzt wurden [51], stellen gegenüber 38 Millionen Flügen allein im Jahr 2018 nur einen Bruchteil der zivilen Luftfahrt dar [1].

Neben Drop-In Kraftstoffen bietet auch die Verwendung von regenerativ erzeugtem Wasserstoff Potenziale zur Reduzierung von CO₂- und Partikelemissionen. Wasserstoff kann einerseits als Kraftstoff für Gasturbinen verwendet werden, weil bei der Verbrennung von Wasserstoff in der Hauptreaktion nur Wasser entsteht. Da die Eigenschaften von Wasserstoff allerdings stark von denen von Kerosin abweichen, ist dessen Nutzung in konventionellen Fluggasturbinen nur mit Modifikationen der

Brennkammertechnologie möglich. Durch diese Modifikationen können weiterhin auch eine Reduktion der NO_x-Emissionen erreicht werden [56]. Andererseits kann Wasserstoff auch als Kraftstoff für Brennstoffzellen verwendet werden, mit denen die Leistung für elektrische Antriebe erzeugt wird. Auf diese Alternative wird im nächsten Kapitel genauer eingegangen.

Auf Grund der etwa dreimal größeren gravimetrischen Energiedichte im Vergleich zu Kerosin bietet Wasserstoff das Potenzial zur deutlichen Gewichtsreduzierung. Da aber die volumetrische Energiedichte bei flüssigem Wasserstoff ca. viermal kleiner als bei Kerosin ist und bei gasförmiger Speicherung noch schlechter wird, wären sehr große Tanks nötig, die den Widerstand des Flugzeugs drastisch würden [4]. Aus diesem Grund scheint eine Verbreitung von Wasserstoff in der zivilen Luftfahrt bis auf weiteres unwahrscheinlich. Zusätzlich entsteht durch Wasserstoff ein Sicherheitsrisiko durch Explosionsgefahr bei Undichtigkeiten des hoch flüchtigen Elements.

6.4.2 Elektrische Antriebe

Neben den alternativen Kraftstoffen ist das elektrische Fliegen ein weiterer Ansatz, um die Art der Energiespeicherung und auch der Leistungserzeugung in Flugzeugen zu verändern. Unter dem elektrischen Fliegen werden verschiedene Konzepte zusammengefasst, in denen die Antriebsleistung zumindest teilweise über elektrische Antriebe erzeugt wird. Welchen Anteil die elektrische Antriebsleistung an der gesamten Antriebsleistung hat, kann über den Grad der Hybridisierung der Leistung H_p angegeben werden.

$$H_p = \frac{P_{el}}{P_{tot}} \quad (6.2)$$

Die Vorteile, die sich bei der Vortriebserzeugung mit elektrischen Antrieben ergeben, basieren darauf, dass diese kompakter als Gasturbinenantriebe sind und sich fast ohne Einbußen in der Performance skalieren lassen [49]. Dadurch ergibt sich ein großes Potenzial zur Umsetzung der in Kapitel 6.3.2 vorgestellten Technologien der Distributed Propulsion und der Boundary Layer Ingestion, indem viele kleine, elektrisch angetriebene Fans über das Flugzeug verteilt werden. Weiterhin können kompakte, elektrisch angetriebene Fans an den Flügelenden installiert werden, um die dort entstehenden Verwirbelungen zu verringern und dadurch den Flugzeugswiderstand zu reduzieren [49]. Es ist aber auch möglich, konventionelle Flugzeugskonfigurationen zu verwenden, in denen die Triebwerke von Elektromotoren anstelle von Gasturbinen

angetrieben werden. Unabhängig von der Konfiguration ergeben sich weitere Vorteile dadurch, dass elektrische Antriebsstränge prinzipiell weniger Umwandlungsverluste als konventionelle Gasturbinen aufweisen und somit weniger Energie für den Triebwerksantrieb an Bord des Flugzeugs gespeichert werden muss.

Neben dem Grad der Hybridisierung der Leistung gibt es auch den Grad der Hybridisierung der Energie H_E , über den angegeben wird, wie viel der Energie, die zum Antrieb der Triebwerke benötigt wird, in elektrischer Form im Flugzeug gespeichert wird.

$$H_E = \frac{E_{el}}{E_{tot}} \quad (6.3)$$

Mit Hilfe dieser beiden Kennzahlen können die Konzepte in unterschiedliche Gruppen eingeteilt werden, die in Tabelle 17 zusammengetragen sind. Bei den turboelektrischen Antrieben wird die komplette Energie in herkömmlichen oder alternativen Kraftstoffen gespeichert, die zum Antrieb von Gasturbinen verwendet werden. Die mechanische Leistung der Gasturbine wird entweder komplett oder teilweise mit Generatoren in elektrische Leistung umgewandelt, die zum Antrieb von elektrischen Triebwerken verwendet wird. Der restliche Teil der mechanischen Leistung der Gasturbine kann wie in konventionellen Fluggasturbinen zur Vortriebgenerierung genutzt werden.

Tabelle 17: Einteilung der elektrischer Antriebe, nach [49]

Konventionelle Fluggasturbinen	$H_E = 0$	$H_P = 0$
Turboelektrische Antriebe	$H_E = 0$	$0 < H_P \leq 1$
Hybride Antriebe	$0 < H_E < 1$	$0 < H_P \leq 1$
Rein elektrische Antriebe	$H_E = 1$	$H_P = 1$

Hybride Antriebe zeichnen sich dadurch aus, dass ein Teil der Energie in elektrischer Form in Batterien und der andere Teil in chemischer Form in Kraftstoffen transportiert werden. Die Antriebsleistung kann wie bei turboelektrischen Antrieben entweder komplett elektrisch oder teilweise elektrisch und teilweise konventionell erzeugt werden. Bei rein elektrischen Antrieben wird die Energie komplett in elektrischer Form in Batterien gespeichert und demnach wird die Antriebsleistung auch komplett elektrisch erzeugt.

Bei dieser Einteilung wird nur zwischen der Energiespeicherung in Form von chemischer Energie in Gasturbinenkraftstoffen und der Energiespeicherung in Form

von elektrischer Energie in Batterien unterschieden. Es gibt aber noch eine dritte Option, bei der Wasserstoff als Energiespeicher genutzt wird, dessen chemische Energie in Brennstoffzellen in elektrische Leistung umgewandelt wird. Bei der obigen Einteilung der Antriebe kann die Erzeugung elektrischer Leistung in Wasserstoffbrennzellen analog zu der elektrischen Energiespeicherung in Batterien verwendet werden.

Da in Brennstoffzellen nur Wasser entsteht und Batterien komplett emissionsfrei arbeiten, haben hybride und rein elektrische Antriebe das Potenzial zur deutlichen Reduktion bzw. Elimination der gesundheitsschädlichen Emissionen von NO_x , CO, unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Partikeln in Flughafennähe. Um eine Aussage über das Potenzial treffen zu können, die diese Technologien zur Reduzierung der Klimaauswirkungen der zivilen Luftfahrt haben, müssen, wie auch bei den alternativen Kraftstoffen, Lebenszyklusanalysen durchgeführt werden, um die Ökobilanzen dieser Technologien mit der Ökobilanz konventioneller Antriebe zu vergleichen. Dabei muss zum einen die Erzeugung der elektrischen Energie für die Batterien oder des Wasserstoffs für die Brennstoffzellen untersucht werden. Weiterhin fließen aber auch die Produktion und das Recycling der Batterien und der Brennstoffzellen in die Lebenszyklusanalyse mit ein.

Die Nachteile der elektrischen Antriebe ergeben sich vor allem durch deren Energie- oder Leistungsdichten. Zusätzlich zu der schlechten volumetrischen Energiedichte des Wasserstoffs, auf die im vorherigen Kapitel eingegangen wurde, ist auch die Leistungsdichte von Brennstoffzellen trotz ihrer hohen Wirkungsgrade gering [49], was bei den hohen Antriebsleistungen, die in der zivilen Luftfahrt benötigt werden, zu hohen Gewichten führen würde. Infolgedessen erscheint das Potenzial von Brennstoffzellen in der zivilen Luftfahrt derzeit nur gering.

Lithium-Ionen-Batterien haben bei aktuellem Stand der Technik mit 200 Wh/kg eine etwa 60-mal schlechtere gravimetrische Energiedichte als herkömmliches Kerosin mit einem Heizwert von umgerechnet etwa 12.000 Wh/kg. Selbst bei optimistischen Schätzungen für die Energiedichten zukünftiger Batterien von 400 Wh/kg bis 1000 Wh/kg liegen diese noch deutlich unterhalb der von Kerosin [49]. Im Gegensatz zu Kraftstoffen, die während des Fluges verbraucht werden, nimmt das Gewicht von Batterien bei der Entladung während einer Flugmission auch nicht ab. Da die im Vergleich zu herkömmlichen Kraftstoffen negativen Einflüsse der niedrigen

gravimetrischen Energiedichte der Batterien und des konstanten Batteriegewichts mit zunehmender Länge der Flugmission immer weiter ansteigen, eignen sich batteriebetriebene Antriebe nur für sehr kurze Flugstrecken.

Weitere Nachteile, die sich durch eine Energiespeicherung in Batterien ergeben, sind die Notwendigkeit eines Wärmemanagementsystems zur Abfuhr der Abwärme der Batterien aus dem Flugzeug, die Gefahr eines Thermal Runaway von Lithium-Ionen-Batterien sowie die Gefahren durch Hochspannung sowohl für das Bodenpersonal als auch zur Bildung von Spannungsbrücken während des Fluges [49]. Aus diesen Gründen ist eine Verbreitung von rein elektrischen Antrieben sowie von hybriden Antrieben mit hohem Grad der Hybridisierung der Energie in der zivilen Luftfahrt bis auf weiteres unwahrscheinlich.

Die Nachteile durch turboelektrische Antriebe ergeben sich vor allem durch das Gewicht der Generatoren, Elektromotoren und Stromleitungen, die zu dem Gewicht der eigentlichen Gasturbinen hinzukommen. Weiterhin entfällt bei turboelektrischen Antrieben der Vorteil elektrischer Antriebe durch verminderte Umwandlungsverluste im Antriebsstrang, da die Leistung weiterhin in einer Gasturbine erzeugt wird und sich somit die Verluste der Gasturbine mit denen im Antriebsstrang summieren. Das Potenzial der turboelektrischen Antriebe in der zivilen Luftfahrt hängt somit vor allem davon ab, ob der positive Einfluss der Distributed Propulsion auf die Vortriebsgenerierung in neuartigen Flugzeugkonfigurationen die negativen Einflüsse durch das steigende Gewicht und die zusätzlichen Umwandlungsverluste überwiegen.

7. Fazit

In dieser Masterarbeit wird ausführlich das Entwicklungspotential von Turbofans als dominante Vertreter der Fluggasturbinen für den zivilen Luftverkehr untersucht. Hierzu wird zunächst im ersten Teil der Arbeit die Entwicklung des Designs von Turbofans in den letzten 20 Jahren an Hand zweier Beispieltriebwerke analysiert. Auf diesen Analysen aufbauend werden im zweiten Teil der Arbeit Triebwerksmodelle für konventionelle Turbofans mit dem Technologieniveau des Jahres 2050 entwickelt. Mit diesen Modellen werden das evolutionäre Entwicklungspotenzial der konventionellen Turbofans sowie der einzelnen Triebwerkskomponenten abgeschätzt. Anschließend wird im dritten Teil der Arbeit ein Überblick über revolutionäre Triebwerkstechnologien gegeben, von denen sich eine weitere Verbesserung der Flugantriebe erhofft wird.

Die Entwicklung der Turbofans in den letzten 25 Jahren wird beispielhaft an zwei Triebwerken der mittleren Schubklasse für Schmalrumpfflugzeuge untersucht. Als ein typisches Triebwerk der 2000er Jahre wurde das V2500-A5 ausgewählt. Das Triebwerk aus der erfolgreichen V2500 Triebwerksfamilie wurde 1993 in den Markt eingeführt und an dem Airbus A320 eingesetzt. Dem gegenüber gestellt wird das PW1100G-JM als Triebwerk der aktuellen Triebwerksgeneration, welches an dem Airbus A320neo Verwendung findet. Bei seiner Markteinführung im Jahr 2016 war das Triebwerk aus der PW1000G Familie der erste moderne Getriebeturbofan.

Die durchgeführten Analysen mit den Herstellerangaben für das PW1000G bestätigt, dass mit dem Getriebeturbofan Verbrauchsreduzierungen um bis zu 15% gegenüber der vorherigen Triebwerksgeneration erreicht werden. Den größten Anteil an dieser Performanceverbesserung hat die Erhöhung des Bypassverhältnisses von 4,95 im Modell des V2500-A5 auf 12,5 im Modell des PW1100G-JM. Die Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses im Reiseflug von 27,2 auf 38,6 hat im geringeren Maße zur Verbrauchsverminderung beigetragen. Diese deutliche Erhöhung des Bypassverhältnisses hat die Integration des Planetengetriebes zwischen dem Fan und der Niederdruckwelle in dem PW1100G-JM ermöglicht. Das Getriebe entkoppelt die Drehzahlen der beiden Komponenten, wodurch die Lärmemissionen des Fans sowie die aerodynamischen Belastungen im Booster und in der Niederdruckturbine minimiert werden.

Die Abschätzung des weiteren Entwicklungspotenzials durch eine evolutionäre Verbesserung der Komponententechnologien eines Turbofans wird ebenfalls an Hand

von Triebwerken der mittleren Schubklasse durchgeführt. Bei der Projektierung wird davon ausgegangen, dass sich die Vorteile des Getriebefans bewähren und Turbofans dieser Schubklasse in Zukunft weiterhin eine zweiwellige Architektur mit Planetengetriebe an der Niederdruckwelle haben. Auf Grund der großen Unsicherheiten bei Annahmen für die Zukunft, wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei Modelle von Turbofans für das Technologieniveau des Jahres 2050 entwickelt.

Ein Vergleich des konservativen Modells mit dem Modell des PW1100G-JM zeigt, dass eine Verbesserung des schubspezifischen Kraftstoffverbrauchs im Cruise-Betriebspunkt um mindestens 5% sehr wahrscheinlich ist. Auf der anderen Seite macht der Vergleich mit dem optimistischen Modell deutlich, dass eine Reduzierung des spezifischen Verbrauchs um mehr als 15% nicht wahrscheinlich ist.

Die Erhöhung des Bypassverhältnisses auf 16,5 im konservativen Modell und auf 24 im optimistischen Modell hat in beiden Untersuchungen den größten Anteil an den Performanceverbesserungen dieser Modelle gegenüber dem Modell des PW1100G-JM. Damit so hohe Bypassverhältnisse möglich werden, ist eine Einführung von flächenvariablen Bypassdüsen nötig, um einen sicheren Betrieb der Triebwerke im Off-Design zu gewährleisten. Weitere Designparameter, deren Verbesserungen hohes Potenzial zur Reduzierung des spezifischen Verbrauchs zeigen, sind das Gesamtdruckverhältnis mit Anpassung der Turbineneintrittstemperatur, die Wirkungsgrade von Fan und Hochdruckturbine sowie der Getriebewirkungsgrad.

Während die Performanceverbesserungen von dem V2500-A5 zum PW1100G-JM sich hauptsächlich in einer Erhöhung des Vortriebswirkungsgrad widerspiegeln, verteilt sich die zukünftige Verbesserung des Turbofans wahrscheinlich gleichmäßiger auf den thermischen Wirkungsgrad und den Vortriebswirkungsgrad. Für Turbofans der Schubklasse für Schmalrumpfflugzeuge im Technologieniveau des Jahres 2050 wurde für den thermischen Wirkungsgrad eine Spanweite von 48% bis 52% ermittelt. Wird die Leistung zum Betrieb von Hilfssystemen nicht von den Triebwerken erzeugt, sondern anderweitig geliefert, ist eine weitere Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades um etwa 2% möglich. Für den Vortriebswirkungsgrad wurde eine Spanne von 83% bis 85,5% ermittelt woraus sich ein Gesamtwirkungsgrad dieser Turbofans zwischen 40% und 46% ergibt. Weitere Steigerungen dieser Wirkungsgrade erfordern erhebliche Verbesserungen in den Komponentenwirkungsgraden oder deutliche Reduzierungen der Verluste im Triebwerk.

Um genauere Aussagen über die Installationseffekte und die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch auf einer Flugmission zu ermöglichen, können in weiterführenden Untersuchungen der Detailgrad der entwickelten Modelle weiter erhöht werden, um so auch das Triebwerksgewicht und die Triebwerksgröße simulieren zu können. Weiterhin können ähnliche Modelle für Triebwerk höherer Schubklassen entwickelt werden, um zu untersuchen, ob größere Triebwerke ein unterschiedliches Entwicklungspotenzial haben.

Von den revolutionären Technologien ist vor allem der Open-Rotor für die Kurz- und Mittelstreckenflüge vielversprechend, da bei diesen Entfernungen die niedrigeren Reisefluggeschwindigkeiten einen geringen Einfluss auf die Flugdauer haben. Sollten die Druckverluste und die zusätzlichen Gewichte durch Wärmetauscher begrenzt werden können, stellen Turbofans mit Zwischenkühler und Rekuperator eine gute Option für Langstreckenflüge dar, um sowohl die CO₂- als auch die NO_x-Emissionen deutlich zu senken. Die Distributed Propulsion mittels turboelektrischer Antriebe verspricht in Verbindung mit revolutionären Flugzeugkonfigurationen ebenfalls Potenzial zur Kraftstoffeinsparung.

Ausgenommen deutlicher Verbesserungen in der gravimetrischen Energiedichte von Batterien scheint es unausweichlich, dass zukünftige Flugtriebwerke weiterhin über eine Verbrennung von Kohlenwasserstoffen angetrieben werden. Insofern ist eine drastische Steigerung der Produktion von alternativen Kraftstoffen, die aus regenerativen Rohstoffen gewonnen werden, ein wichtiger Schritt, um die gesetzten Ziele zur Reduzierung der CO₂-Emissionen einzuhalten. Da sich alternative Kraftstoffe mit allen diskutierten Triebwerkstechnologien ausgenommen den rein elektrischen Antrieben kombinieren lassen, kann die Förderung der Technologien zur Produktion der regenerativen Kraftstoffe parallel und unabhängig zu den sonstigen Triebwerksentwicklungen erfolgen.

Abschließend ist zu sagen, dass Triebwerke ein Teil des Gesamtsystems Flugzeug sind und Entwicklungen der Triebwerkstechnologien besonders bei revolutionären Änderungen eng mit Weiterentwicklungen des Flugzeugsdesigns und Veränderungen des Flugverkehrsmanagement verbunden sind. Um die Auswirkungen der zivilen Luftfahrt auf den Klimawandel so weit wie möglich zu reduzieren, sind Fortschritte in allen drei Bereichen nötig. An einem fachübergreifenden Austausch zwischen allen beteiligten Disziplinen führt kein Weg vorbei.

Literaturverzeichnis

- [1] ATAG, „Air Transport Action Group: Facts & Figures,“ Oktober 2018. [Online]. Available: <https://www.atag.org/facts-figures.html>. [Zugriff am 07 August 2019].
- [2] K. Ploetner, M. Urban, A. Habersetzer, A. Roth und G. Tay, „Fulfilling long-term emission reduction goals in aviation by alternative fuel options: An evolutionary approach,“ in *18th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations Conference*, Atlanta, GA, USA, 2018.
- [3] European Commission, „Flightpath 2050 Europe’s Vision for Aviation,“ Publications Office of the European Union, Luxembourg, Luxembourg, 2011.
- [4] W. J. G. Bräunling, *Flugzeugtriebwerke*, Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2015.
- [5] [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Turbofan#/media/File:Turbofan_operation.svg. [Zugriff am 10 September 2019].
- [6] A. Epstein, „Aeropropulsion for Commercial Aviation in the Twenty-First Century and Research Directions Needed,“ *AIAA Journal*, 5 Mai 2014.
- [7] A. Guha, „Optimum Fan Pressure Ratio for Bypass Engines with Separate or Mixed Exhaust Streams,“ *Journal of Propulsion and Power*, 2001.
- [8] A. Guha, „Performance and optimization of gas turbines with real gas effects,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A*, 2001.
- [9] A. Epstein, „Aircraft Propulsion Considerations for the 21st Century - Delivering Value Thru Innovation,“ in *Aviation Unleashed*, Hampton, Virginia, USA, 2010.
- [10] S. Reitenbach, M. Vieweg, R. Becker, C. Hollmann, F. Wolters, J. Schmeink, T. Otten und M. Siggel, „Collaborative Aircraft Engine Preliminary Design using a Virtual Engine Platform, Part A: Architecture and Methodology,“ in *AIAA SciTech 2020 Conference*, Orlando, USA, 2020.

- [11] H. Grieb, Projektierung von Turboflugtriebwerken, Basel: Birkhäuser Verlag, 2004.
- [12] M. Morris, „Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments,“ *Technometrics*, pp. 161-174, Mai 1991.
- [13] F. Campolongo, J. Cariboni, A. Saltelli und W. Schoutens, „Enhancing the Morris Method,“ 2005.
- [14] Pratt & Whitney, „V2500 Engine - V2500 Product Card,“ Juni 2018. [Online]. Available: <https://www.pw.utc.com/products-and-services/products/commercial-engines/v2500>. [Zugriff am 24 November 2019].
- [15] Pratt & Whitney, „Pratt & Whitney GTF Engine - PW1100G-JM, Airbus A320neo Product Card,“ Juli 2018. [Online]. Available: <https://www.pw.utc.com/products-and-services/products/commercial-engines/pratt-and-whitney-gtf>. [Zugriff am 24 November 2019].
- [16] M. Daly, Jane's Aero-Engines 2019-2020, IHS Jane's, 2019.
- [17] International Aero Engines, „International Aero Engines > Company,“ [Online]. Available: <http://i-a-e.com/company.html>. [Zugriff am 22 August 2019].
- [18] International Aero Engines, „30 Years of Superior Technology,“ 2013. [Online]. Available: http://i-a-e.com/pdf/30_Year_Timeline.pdf. [Zugriff am 22 August 2019].
- [19] A. Sato, M. Imamura und T. Fujimura, „Development of PW1100G-JM Turbofan Engine,“ *IHI ENGINEERING REVIEW*, 2014.
- [20] Pratt & Whitney, „Pratt & Whitney Geared Turbofan Engine Fast Facts,“ Juni 2019. [Online]. Available: <https://pwgtf.com/wp-content/uploads/2019/06/PW-GTF-Family-Product-Card-June-2019.pdf>. [Zugriff am 27 August 2019].
- [21] Pratt & Whitney, „Pratt & Whitney GTF,“ [Online]. Available: <https://pwgtf.com/>. [Zugriff am 27 August 27].

- [22] A. Epstein, „The Pratt & Whitney PurePower Geared Turbofan,“ September 2015. [Online]. Available: <https://academieairespace.com/wp-content/uploads/2018/05/prattw.pdf>. [Zugriff am 27 August 2019].
- [23] MTU, „Spitzentechnologie made by MTU,“ Mai 2011. [Online]. Available: https://www.mtu.de/e-papers/MTU_ePaper/Marketing/Spitzentechnologie_made_by_mtu/epaper/ausgabe.pdf. [Zugriff am 25 November 2019].
- [24] R. G. McKinney, D. Sepulveda, W. Sowa und A. K. Cheung, „The Pratt & Whitney TALON X Low Emissions Combustor: Revolutionary Results with Evolutionary Technology,“ in *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, USA, 2007.
- [25] MTU, „Pratt & Whitney GTF™ Engines,“ April 2019. [Online]. Available: https://www.mtu.de/fileadmin/EN/7_News_Media/2_Media/Brochures/Engines/PW1000G.pdf. [Zugriff am 24 November 2019].
- [26] S. M. Jones, W. J. Haller und M. T. Tong, „An N+3 Technology Level Reference Propulsion System,“ 2017.
- [27] J. Sebastianpillai, F. Jacob, F. S. Mastropiero und A. Rolt, „Modelling Geared Turbofan and Open Rotor Engine Performance for Year-2050 Long-Range and Short-Range Aircraft,“ in *Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Phoenix, AZ, USA, 2019.
- [28] E. Merkl, „UHBR Aero Engines, Technologien für die nächste Triebwerksgeneration (ENOVAL),“ 2016.
- [29] R. von der Bank, S. Donnerhack, A. Rae, F. Poutriquet, A. Lundblad, A. Antoranz, L. Tarnowski und M. Ruzicka, „Compressors for ultra-high-pressure-ratio aero-engines,“ 2016.
- [30] LEMCOTEC, „LEMCOTEC Technology Innovation and Exploitation,“ 2017.
- [31] Boeing, „Commercial Market Outlook 2019 – 2038,“ [Online]. Available: <https://www.boeing.com/commercial/market/commercial-market-outlook/>. [Zugriff am 10 Dezember 2019].

- [32] M. T. Tong, D. R. Thurman und M. D. Guynn, „Conceptual Design Study of an Advanced Technology Open-Rotor Propulsion System,“ 2011.
- [33] N. Cumpsty, Jet Propulsion, Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2003.
- [34] Y. Liu, X. S. V. Sun, D. Nalianda, Y. G. Li und L. Wang, „Review of modern low emissions combustion technologies for aero gas turbine engines,“ *Progress in Aerospace Sciences*, 2017.
- [35] K. G. Kyprianidis, A. M. Rolt und T. Grönstedt, „Multidisciplinary Analysis of a Geared Fan Intercooled Core Aero-Engine,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014.
- [36] X. Zaho und T. Grönstedt, „AERO ENGINE INTERCOOLING OPTIMIZATION USING A VARIABLE FLOW PATH,“ *International Society for Air Breathing Engines*, 2015.
- [37] L. Xu, K. G. Kyprianidis und G. T. U. J., „Optimization Study of an Intercooled Recuperated Aero-Engine,“ *JOURNAL OF PROPULSION AND POWER*, 2013.
- [38] Kyprianidis, K. G., T. Grönstedt, S. O. T. Ogaji, P. Pilidis und R. Singh, „Assessment of Future Aero-engine Designs With Intercooled and Intercooled Recuperated Cores,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Januar 2011.
- [39] W. Camilleri, E. Anselmi, V. Sethi, P. Laskaridis, A. Rolt und P. Cobas, „Performance characteristics and optimisation of a geared intercooled reversed flow core engine,“ *Journal of Aerospace Engineering*, 2015.
- [40] S. Kaiser, A. Seitz, S. Donnerhack und A. Lundblad, „Composite Cycle Engine Concept with Hectopressure Ratio,“ *Journal of Propulsion and Power*, 2016.
- [41] S. Kaiser, M. Nickl, C. Salpingidou, Z. Vlahostergios, S. Donnerhack und H. Klingels, „Investigations of the synergy of Composite Cycle and intercooled recuperation,“ *The Aeronautic Journal*, Juni 2018.

- [42] T. Otten, T. Lengyel-Kampmann und E. Nicke, „Influence of a Planetary Differential Gear on Counter Rotating Fan Performance,“ *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 2013.
- [43] T. Otten und T. Lengyel-Kampmann, „MISSION BASED COMPARISON OF SINGLE- AND COUNTER-ROTATING FAN DESIGNS,“ in *International Council of the Aeronautical Sciences*, Daejeon, Korea, 2016.
- [44] R. Becker, M. Schaefer und S. Reitenbach, „Assessment of the efficiency gains introduced by novel aero engine concepts,“ *International Society for Air Breathing Engines*, 2013.
- [45] D. K. Hall, A. C. Huang, A. Uranga, E. M. Greitzer, M. Drela und S. Sato, „Boundary Layer Ingestion Propulsion Benefit for Transport Aircraft,“ *Journal of Propulsion and Power*, 2017.
- [46] C. Hollmann, M. Mennicken, T. Otten, D. Schönweitz und F. Wolters, „EVALUATION OF BOUNDARY LAYER INGESTION ON PROPULSION SYSTEM LEVEL BY COUPLING OF OVERALL SYSTEM ANALYSIS AND HIGH-FIDELITY 3D-CFD FAN SIMULATION,“ 2019.
- [47] A. Uranga, M. Drela, E. M. Greitzer, D. K. Hall, N. A. Titchener, M. K. Lieu, N. M. Siu, C. Casses, A. C. Huang, G. M. Gatlin und J. A. Hannon, „Boundary Layer Ingestion Benefit of the D8 Transport Aircraft,“ *AIAA JOURNAL*, November 2017.
- [48] J. R. Welstead und J. L. Felder, „Conceptual Design of a Single-Aisle Turboelectric Commercial Transport with Fuselage Boundary Layer Ingestion,“ *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 2016.
- [49] B. J. Breje und J. R. R. A. Martins, „Electric, hybrid, and turboelectric fixed-wing aircraft: A review of concepts, models, and design approaches,“ *Progress in Aerospace Sciences*, 2019.
- [50] A. T. Isikveren, A. Seitz, J. Bijjewitz, A. Mirzoyan, A. Isyanov, R. Grenon, O. Atinault, J. L. Godard und S. Stückl, „Distributed Propulsion and Ultra-high By-Pass Rotor Study at Aircraft Level,“ *The Aeronautical Journal*, November 2015.

- [51] ICAO, „ICAO Global Framework for Aviation Alternative Fuels,“ [Online]. Available: <https://www.icao.int/environmental-protection/GFAAF/Pages/default.aspx>. [Zugriff am 6 August 2019].
- [52] S. de Jong, K. Antonissen, R. Hoefnagels, L. Lonza, M. Wang, A. Faaij und M. Junginger, „Life-cycle analysis of greenhouse gas emissions from renewable jet fuel production,“ *Biotechnology for Biofuels*, 2017.
- [53] J. I. Hileman und R. W. Stratton, „Alternative jet fuel feasibility,“ *Transport Policy*, 2014.
- [54] J. I. Hileman, R. W. Stratton und P. E. Donohoo, „Energy Content and Alternative Jet Fuel Viability,“ *Journal of Propulsion and Power*, 2010.
- [55] R. M. P. Gaspa und J. M. M. Sousa, „Impact of alternative fuels on the operational and environmental performance of a small turbofan engine,“ *Energy Conversion and Management*, 2016.
- [56] F. Haglind und R. Singh, „Design of Aero Gas Turbines Using Hydrogen,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Oktober 2006.

Anhang

Anhang A: Leistungsdaten des V2500-A5 Modells

Die folgenden Leistungsdaten wurden mit dem GTlab-Modell des V2500-A5 erstellt, welches von der Abteilung Triebwerke des Instituts für Antriebstechnik am DLR zur Verfügung gestellt wurde.

Tabelle 18: Performancedaten des V2500-A5 Modells

Komponente	Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
Randbedingung	H	m	10668	0	10668
	Ma	—	0,78	0	0,78
	ΔT_{ISA}	K	10	15	0
	F_N	kN	22,5	111,2	26,6
Fan	BPR	—	4,95	4,97	4,62
	Π_a	—	1,63	1,61	1,73
	Π_i	—	1,48	1,46	1,56
	$\eta_{is,a}$	%	88,53	89,52	86,72
	$\eta_{is,i}$	%	90,52	91,53	88,67
	PLC_{Byp}	—	0,989	0,990	0,990
Booster	Π	—	1,75	1,70	1,79
	η_{is}	%	92,65	93,03	89,72
	PLC_{ICD}	—	0,992	0,992	0,991
HPC	Π	—	10,6	10,4	11,2
	η_{is}	%	85,16	85,09	85,38
	$T3$	K	719	823	720
	$LSBH$	mm	21,8	21,8	21,8
Brennkammer	$\Delta p/p_{in}$	%	5,04	5,01	4,99
	η	%	99,9	99,9	99,9
HPT	$T4$	K	1446	1649	1469
	η_{is}	%	89,00	89,01	88,98
	$\dot{m}_{cool,rel}$	%	23,7	23,7	23,7
LPT	η_{is}	%	92,02	92,04	92,02
Wellen	$\eta_{m,HP}$	%	99,5	99,5	99,5

	N_{HP}	1/s	217,7	234,2	217,8
	$\eta_{m,LP}$	%	99,5	99,5	99,5
	N_{LP}	1/s	78,8	83,0	81,8
Output	\dot{m}_{Air}	kg/s	139,1	348,4	148,4
	OPR	—	27,21	25,60	30,95
	η_{Th}	%	45,44	37,88	46,66
	η_{Prop}	%	72,69	0,00	70,15
	η_{Total}	%	33,03	0,00	32,73
	SFC	g/kNs	16,49	9,83	16,28

Anhang B: Approximation der benötigten Kühlluftmenge für eine zweistufigen HPT

Zur Anpassung der benötigten relativen Kühlluftmengen an veränderte Temperaturbedingungen wurden aus den Diagrammen [11] Bild 5.2.3.16 und [11] Bild 5.2.3.17 verwendet. Abbildungen 25 und 26 zeigen diese Diagramme.

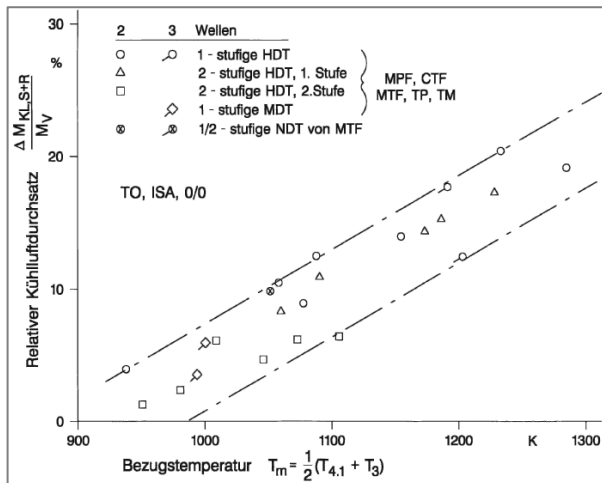


Abbildung 25: Relativer Kühlmitteldurchsatz in HPT-Stufen, [11]

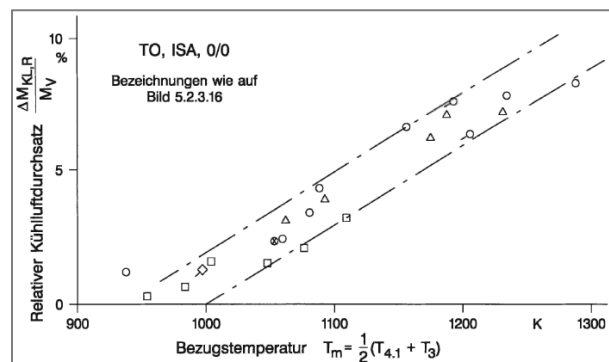


Abbildung 26: Relativer Kühlmitteldurchsatz in den Rotoren von HPT-Stufen, [11]

In Abbildung 25 sind für eine Reihe zweistufiger Hochdruckturbinen realer Triebwerke für beide Stufen der relative Kühlluftstrom bezogen auf den Luftdurchsatz am Eintritt des Hochdruckverdichter über einer Bezugstemperatur aufgetragen. Abbildung 26 entspricht Abbildung 25 mit dem Unterschied, dass hier nur der relative Kühlmitteldurchsatz aufgetragen ist, der über dem Rotor der Stufe aufgetragen wurde. Aus diesen beiden Diagrammen lassen sich vier Ausgleichsgeraden für zweistufige Hochdruckturbinen ableiten, mit denen über eine Bezugstemperatur Richtwerte für die benötigten Mengen an Kühlluft in den Statoren und Rotoren der beiden Stufen bestimmt werden können. Die Bezugstemperatur ist als Mittelwert der Temperatur der Kühlluft an ihrer Entnahmestelle und der Temperatur am Rotoreintritt der jeweiligen Stufe definiert.

In GTlab kann die Rotoreintrittstemperatur einstufiger Turbinen direkt an einer der vier Stationen abgelesen werden, die in dem Turbinenmodul zur Einleitung von Kühlluft vorhanden sind. Bei zwei- oder mehrstufigen Turbinen ist das Auslesen der Rotoreintrittstemperaturen nicht möglich.

Für zweistufige Turbinen wie die Hochdruckturbine des V2500-A5 müssen die Rotoreintrittstemperaturen der beiden Stufen also approximiert werden. Die

Rotoreintrittstemperatur der ersten Turbinenstufe wird gemäß Gleichung B.1 zwischen den Stationen am Eintritt der Hochdruckturbine (4) und der Station innerhalb des Turbinenmoduls (42), bei der in einstufigen Turbinen die Rotoreintrittstemperatur abgelesen werden kann, über den Faktor X_{R1} interpoliert. Zur Approximation der Rotoreintrittstemperatur der zweiten Stufe wird mit Gleichung B.2 zwischen der Station 42 und dem Austritt der Hochdruckturbine (45) über den Faktor X_{R2} interpoliert.

$$T_{HPT,R1} = T_{4.2} + X_{R1}(T_4 - T_{4.2}) \quad (B.1)$$

$$T_{HPT,R2} = T_{4.5} + X_{R2}(T_{4.2} - T_{4.5}) \quad (B.2)$$

Zur Bestimmung der Faktoren X_{Ri} wurden zwei GTlab-Modelle verwendet, die beide abgewandelte Versionen des Modells des V2500-A5 sind. Solange nicht anders angegeben wurden alle Designparameter aus dem ursprünglichen Modell übernommen. Da die relativen Kühlluftmengen im ursprünglichen Modell nicht zu den zuvor hergeleiteten Ausgleichgeraden passen, wurden die Werte der Kühlluftmengen nicht in die beiden abgewandelten Modelle übernommen. Im ersten Modell (M1) wurde das Turbinenmodul der Hochdruckturbine des V2500-A5 durch zwei Turbinenmodule ersetzt, die die beiden Stufen der Hochdruckturbine darstellen. Hierbei wurden die Annahmen getroffen, dass erstens der polytrope Wirkungsgrad der Turbinenstufen dem polytropen Wirkungsgrad der gesamten Turbine entspricht und dass zweitens in beiden Turbinenstufen das gleiche Druckverhältnis abgebaut wird. Unter diesen Annahmen können die Rotoreintrittstemperaturen der beiden Stufen der Hochdruckturbine an den Stationen innerhalb der beiden Turbinenmodule abgelesen werden. In einer anschließenden Designpunkt-Rechnung unter Take-Off Bedingungen wurden mit Hilfe der Rotoreintrittstemperaturen und der Ausgleichsgeraden die relativen Kühlluftströme ermittelt.

Diese relativen Kühlluftströme wurden in das zweite GTlab-Modell (M2) übernommen, das mit Ausnahme der Kühlluftströme dem ursprünglichen Modell entspricht. Mit den Temperaturen am Ein- und Austritt der Hochdruckturbine, die sich aus einer Designpunkt-Performancerechnung unter Take-Off Bedingungen mit diesem Modell ergeben haben, und den Rotoreintrittstemperaturen aus der ersten Rechnung wurden anschließend die Faktoren X_{Ri} bestimmt.

$$X_{R1} = \frac{T_{HPT,R1}^{M1} - T_{4.2}^{M2}}{T_4^{M2} - T_{4.2}^{M2}} \quad (B.3)$$

$$X_{R2} = \frac{T_{HPT,R2}^{M1} - T_{4.5}^{M2}}{T_{4.2}^{M2} - T_{4.5}^{M2}} \quad (\text{B.4})$$

Diese Faktoren wurden benutzt um im ursprünglichen Modell des V2500-A5 die Rotoreintrittstemperaturen der beiden Stufen der Hochdruckturbinen zu bestimmen. Über die so ermittelten Rotoreintrittstemperaturen wurden die Bezugstemperaturen der beiden Stufen bestimmt. Anschließend wurden die aus den Diagrammen in Abbildung 25 und 26 ermittelten Ausgleichsgeraden bei gleicher Steigung so verschoben, dass sich aus den Ausgleichsgeraden die ursprünglichen relativen Kühlluftmengen ergeben.

Mit Hilfe der verschobenen Ausgleichsgeraden und den Faktoren X_{R1} und X_{R2} können die Kühlluftströme im Modell des V2500-A5 an veränderte Temperaturniveaus angepasst werden.

Anhang C: Approximation des Kühlluftinflusses auf den Wirkungsgrad einer zweistufigen Turbine

Die Einleitung von Kühlluft in eine Hochdruckturbine wirkt sich negativ auf den Wirkungsgrad dieser Turbine aus. Mit Hilfe des Diagramms in Abbildung 27 nach [11] Bild 5.2.3.18 kann der mittlere Einfluss, den die in einer Turbinenstufe zugeleitete Kühlluft auf den polytropen Wirkungsgrad dieser Stufe hat, abgeschätzt werden. Dieses Diagramm ist in Abbildung 27 dargestellt. Der Einfluss auf den Wirkungsgrad wird als Abschlag angegeben, der von dem polytropen Wirkungsgrad ($\Delta\eta_{pol,T,cool}$) der ungekühlten Stufe abzuziehen ist.

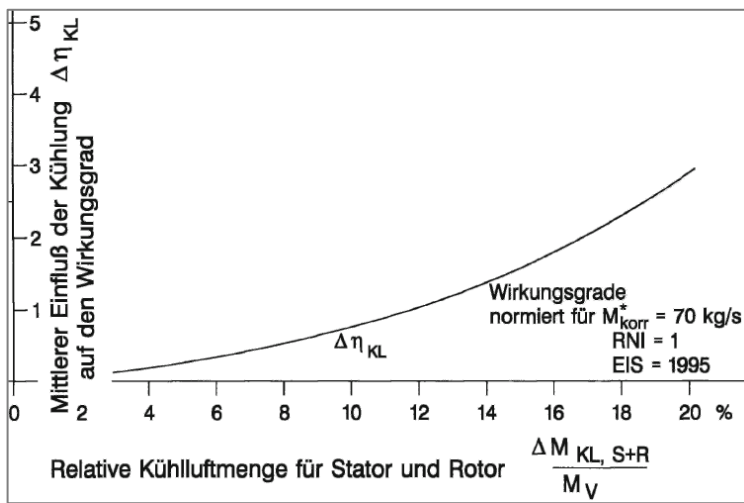


Abbildung 27: Mittlerer Einfluss der Kühlluft auf den Wirkungsgrad, nach [11]

Da der Zusammenhang in Abbildung 27 nur für einzelne Stufen gilt, müssen bei mehrstufigen Turbinen die Stufen einzeln betrachtet werden, um den Einfluss der zugeleiteten Kühlluft auf den Wirkungsgrad der gesamten Turbine zu ermitteln. Um den Einfluss, den die zugeleitete Kühlluft auf den Maschinenwirkungsgrad einer zweistufigen Turbine hat, dennoch direkt abbilden zu können, wurden vier Vorgehensweisen untersucht.

- 1. Der Abschlag auf den Turbinenwirkungsgrad ist der Abschlag, der sich aus dem Diagramm für die Summe der Kühlluftmengen beider Stufen ergibt.

$$\Delta\eta_{pol,T,cool} = \Delta\eta_{pol,cool}^{Dia}(\dot{m}_{cool,rel,St.1} + \dot{m}_{cool,rel,St.2}) \quad (C.1)$$

- 2. Der Abschlag auf den Turbinenwirkungsgrad ist der Abschlag, der sich aus dem Diagramm für den Mittelwert der Kühlluftmengen beider Stufen ergibt.

$$\Delta\eta_{pol,T,cool} = \Delta\eta_{pol,cool}^{Dia}\left(\frac{1}{2}(\dot{m}_{cool,rel,St.1} + \dot{m}_{cool,rel,St.2})\right) \quad (C.2)$$

- 3. Der Abschlag auf den Turbinenwirkungsgrad ist die Summe der beiden Abschläge, die sich aus dem Diagramm für die jeweiligen Kühlluftmengen beider Stufen ergeben.

$$\Delta\eta_{pol,T,cool} = \Delta\eta_{pol,cool}^{Dia}(\dot{m}_{cool,rel,St.1}) + \Delta\eta_{pol,KL}^{Dia}(\dot{m}_{cool,rel,St.2}) \quad (C.3)$$

- 4. Der Abschlag auf den Turbinenwirkungsgrad ist der Mittelwert der beiden Abschläge, die sich aus dem Diagramm für die jeweiligen Kühlluftmengen beider Stufen ergeben.

$$\Delta\eta_{pol,T,cool} = \frac{1}{2} \left(\Delta\eta_{pol,cool}^{Dia}(\dot{m}_{cool,rel,St.1}) + \Delta\eta_{pol,KL}^{Dia}(\dot{m}_{cool,rel,St.2}) \right) \quad (C.4)$$

Zur Beurteilung, welche dieser Vorgehensweisen das beste Ergebnis liefert, wurde eine Beispielrechnung mit einer zweistufigen Turbine durchgeführt. Damit das Ergebnis möglichst gut die Verhältnisse im V2500-A5 widerspiegelt, wurden die für die Beispielrechnung benötigten Parameter aus dem GTlab-Modell des V2500-A5 übernommen.

Die Beispielrechnung wurde unter folgenden Annahmen durchgeführt:

1. Die polytropen Wirkungsgrade der Stufen entsprechen dem der gesamten Turbine $\rightarrow \eta_{pol,T} = \eta_{pol,St1} = \eta_{pol,St.2}$
2. adiabat $\rightarrow \eta_{pol} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{n-1}{n}$
3. beide Turbinenstufen entspannen über das gleiche Druckverhältnis $\rightarrow p_m = \sqrt{p_E * p_A}$
4. Konstante Gasparameter über die gesamte Turbine $\rightarrow \kappa = \kappa_E, R = R_E$

Für die Beispielrechnung wurde nach folgendem Rechenschema vorgegangen:

1. Ermitteln des Wirkungsgradabschlag $\Delta\eta_{pol,St.i,cool}$ für beide Stufe aus $\dot{m}_{cool,rel,St.i}$ mittels Abbildung 27
2. Anpassen des Stufenwirkungsgrade $\eta_{pol,St.i}^* = \eta_{pol,St.i} - \Delta\eta_{pol,St.i,KL}$
3. Ermitteln von $T_m, dh_{St.1}$ und $y_{St.1}$ aus p_E, p_m, T_E, κ, R und $\eta_{pol,St.1}^*$
4. Ermitteln von $dh_{St.2}$ und $y_{St.2}$ aus p_m, p_A, T_m, κ, R und $\eta_{pol,St.2}^*$
5. Ermitteln von $dh_T = dh_{St.1} + dh_{St.2}$ und $y_T = y_{St.1} + y_{St.2}$
6. Ermitteln des neuen Maschinenwirkungsgrades $\eta_{pol,T}^* = \frac{dh_T}{y_T}$
7. Ermitteln des Turbinenwirkungsgradabschlag $\Delta\eta_{pol,T,cool} = \eta_{pol,Ti} - \eta_{pol,T}^*$

Das Ergebnis dieser Beispielrechnung wurde mit den Abschlägen auf den Turbinenwirkungsgrad verglichen, die sich mit den vier oben beschriebenen Vorgehensweisen ergeben. Bei der vierten Vorgehensweise war die Abweichung mit 0,07% am geringsten. Aus diesem Grund wurde diese Vorgehensweise zur Approximation des Einflusses der Kühlluft auf den Wirkungsgrad einer zweistufigen Turbine verwendet.

Anhang D: Leistungsdaten des PW1100G-JM Modells

Die folgenden Leistungsdaten wurden mit dem GTlab-Modell des PW1100G-JM erstellt, welches von der Abteilung Triebwerke des Instituts für Antriebstechnik am DLR zur Verfügung gestellt wurde.

Tabelle 19: Performancedaten des PW1100G-JM Modells

Komponente	Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC
Randbedingung	H	m	10630	0	10668
	Ma	—	0,78	0	0,78
	ΔT_{ISA}	K	0	10	10
	F_N	kN	22,8	147,3	27,6
Fan	BPR	—	12,5	11,6	11,8
	Π_a	—	1,42	1,44	1,49
	Π_i	—	1,25	1,25	1,28
	$\eta_{is,a}$	%	91,67	89,64	90,65
	$\eta_{is,i}$	%	89,76	89,29	86,73
	PLC_{Inlet}	—	0,997	0,997	0,997
	PLC_{Byp}	—	0,990	0,991	0,990
	GR	—	3,063	3,063	3,063
	D	m	1,96	1,96	1,96
Booster	Π	—	2,56	2,48	2,63
	η_{is}	%	89,50	88,94	86,61
	PLC_{ICD}	—	0,990	0,989	0,989
HPC	Π	—	12,2	13,0	13,2
	η_{is}	%	87,37	87,14	87,03
	$T3$	K	759,2	914,6	831,3
	$LSBH$	mm	12,9	12,9	12,9
Brennkammer	$\Delta p/p_{in}$	%	4,1	4,1	4,1
	η	%	99,95	99,95	99,95
HPT	$T4$	K	1545	1903	1727
	η_{is}	%	89,13	89,17	89,13
	$\dot{m}_{cool,rel}$	%	21,2	21,2	21,2
LPT	η_{is}	%	94,24	93,87	94,09

Wellen	$\eta_{m,HP}$	%	99,5	99,5	99,5
	N_{HP}	1/s	294,4	325,3	308,8
	$\eta_{m,LP}$	%	98,0	98,0	98,0
	N_{LP}	1/s	126,9	140,2	138,3
Output	\dot{m}_{Air}	kg/s	233,2	564,8	236,9
	OPR	—	38,57	39,55	44,08
	η_{Th}	%	47,49	41,30	48,41
	η_{Prop}	%	82,49	0,00	79,41
	η_{Total}	%	39,17	0,00	38,44
	SFC	g/kNs	13,61	7,31	14,17

Anhang E: Leistungsdaten des konservativem Triebwerksmodells für das Technologieniveau 2050

Tabelle 20: Performancedaten des konservativen Modells für das Technologieniveau 2050

Komponente	Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC	EoF
Randbedingung	H	m	10668	0	12000	0
	Ma	—	0,78	0	0,80	0,25
	ΔT_{ISA}	K	0	15	0	15
	F_N	kN	22,8	147,3	27,6	114,3
Fan	BPR	—	16,5	16,9	14,6	16,5
	Π_a	—	1,38	1,34	1,52	1,36
	Π_i	—	1,23	1,21	1,32	1,22
	$\eta_{is,a}$	%	93,72	93,37	89,73	93,58
	$\eta_{is,i}$	%	92,27	92,28	91,52	92,26
	PLC_{Inlet}	—	0,997	0,997	0,997	0,997
	PLC_{Byp}	—	0,985	0,985	0,985	0,985
	GR	—	3,15	3,15	3,15	3,15
	D	m	2,17	2,17	2,17	2,17
Booster	Π	—	2,80	2,49	2,85	2,55
	η_{is}	%	91,24	91,31	80,97	90,76
	PLC_{ICD}	—	0,982	0,980	0,976	0,979
HPC	Π	—	14,0	14,9	17,1	15,2
	η_{is}	%	85,36	85,50	85,26	85,50
	$T3$	K	810	960	903	987
	$LSBH$	mm	10,6	10,6	10,6	10,6
Brennkammer	$\Delta p/p_{in}$	%	4,00	3,95	3,86	3,94
	η	%	99,95	99,95	99,95	99,95
HPT	$T4$	K	1642	1946	1901	2003
	η_{is}	%	90,94	90,99	90,89	90,99
	$\dot{m}_{cool,rel}$	%	18,0	18,0	18,0	18,0
LPT	η_{is}	%	93,99	93,64	93,91	93,84
	PLC_{ITD}	—	0,992	0,992	0,992	0,992
	PLC_{TEC}	—	0,993	0,996	0,992	0,995

Wellen	$\eta_{m,HP}$	%	99,5	99,5	99,5	99,5
	N_{HP}	1/s	323,8	355,6	343,0	361,2
	$P_{ex,HP}$	kW	−250	−250	−250	−250
	$\eta_{m,LP}$	%	99,0	99,0	99,0	99,0
	N_{LP}	1/s	128,6	136,4	147,9	141,2
Düsen	CFG_{Byp}	—	0,995	0,995	0,995	0,995
	CFG_{Core}	—	0,999	0,999	0,999	0,999
Output	\dot{m}_{Air}	kg/s	265,5	653,0	239,3	696,6
	OPR	—	47,40	43,95	62,52	46,47
	η_{Th}	%	47,91	41,98	49,94	43,24
	η_{Prop}	%	82,75	0,00	77,47	50,89
	η_{Total}	%	39,64	0,00	38,69	22,00
	SFC	g/kNs	13,44	6,26	14,05	9,13

Anhang F: Leistungsdaten des optimistischen Triebwerksmodells für das Technologieniveau 2050

Tabelle 21: Performancedaten des optimistischen Modells für das Technologieniveau 2050

Komponente	Parameter	Einheit	Cruise	MTO	ToC	EoF
Randbedingung	H	m	10668	0	12000	0
	Ma	—	0,78	0	0,80	0,25
	ΔT_{ISA}	K	0	15	0	15
	F_N	kN	22,8	147,3	27,6	114,3
Fan	BPR	—	24,0	24,9	21,3	24,2
	Π_a	—	1,29	1,23	1,39	1,26
	Π_i	—	1,19	1,16	1,26	1,17
	$\eta_{is,a}$	%	94,82	93,77	91,55	94,41
	$\eta_{is,i}$	%	93,85	93,82	93,19	93,85
	PLC_{Inlet}	—	0,998	0,998	0,998	0,998
	PLC_{Byp}	—	0,990	0,991	0,990	0,990
	GR	—	4,10	4,10	4,10	4,10
	D	m	2,45	2,45	2,45	2,45
Booster	Π	—	3,00	2,58	2,99	2,71
	η_{is}	%	92,03	91,84	80,63	92,12
	PLC_{ICD}	—	0,989	0,989	0,985	0,988
HPC	Π	—	15,7	15,8	19,6	16,6
	η_{is}	%	87,38	87,43	87,20	87,53
	$T3$	K	831	959	927	998
	$LSBH$	mm	10,5	10,5	10,5	10,5
Brennkammer	$\Delta p/p_{in}$	%	4,00	3,98	3,85	3,96
	η	%	99,95	99,95	99,95	99,95
HPT	$T4$	K	1671	1914	1938	1995
	η_{is}	%	93,12	93,19	93,07	93,19
	$\dot{m}_{cool,rel}$	%	18,0	18,0	18,0	18,0
LPT	η_{is}	%	95,06	94,35	95,05	94,77
	PLC_{ITD}	—	0,997	0,997	0,997	0,997
	PLC_{TEC}	—	0,996	0,998	0,995	0,997

Wellen	$\eta_{m,HP}$	%	99,5	99,5	99,5	99,5
	N_{HP}	1/s	365,7	396,0	387,8	404,9
	$P_{ex,HP}$	kW	−250	−250	−250	−250
	$\eta_{m,LP}$	%	99,2	99,2	99,2	99,2
	N_{LP}	1/s	148,3	150,8	170,2	159,7
Düsen	CFG_{Byp}	—	0,995	0,995	0,995	0,995
	CFG_{Core}	—	0,999	0,999	0,999	0,999
Output	\dot{m}_{Air}	kg/s	338,3	780,7	301,3	863,9
	OPR	—	55,42	46,64	72,50	51,98
	η_{Th}	%	51,29	44,21	52,90	46,30
	η_{Prop}	%	85,38	0,00	81,09	56,14
	η_{Total}	%	43,80	0,00	42,90	25,99
	SFC	g/kNs	12,17	4,97	12,68	7,73

Anhang G: Leistungsdaten der hypothetischen Triebwerksmodelle

Tabelle 22: Performancedaten der vom optimistischen Modell abgeleiteten hypothetischen Triebwerksmodelle

Komponente	Parameter	Einheit	Hypothetisches Modell					
			1	2	3A	3B	4A	4B
Rand- bedingung	H	km	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7
	Ma	—	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
	ΔT_{ISA}	K	0	0	0	0	0	0
	F_N	kN	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8
Fan	BPR	—	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0	24,0
	Π_a	—	1,30	1,30	1,24	1,23	1,21	1,17
	Π_i	—	1,20	1,20	1,15	1,14	1,12	1,08
	$\eta_{is,a}$	%	94,8	94,8	94,8	96,9	99,0	99,0
	$\eta_{is,i}$	%	93,8	93,8	93,9	95,9	98,0	98,0
	PLC_{Inlet}	—	0,998	1	1	1	1	1
	PLC_{Byp}	—	0,990	1	1	1	1	1
	D	m	2,39	2,34	2,56	2,62	2,72	3,00
Booster	Π	—	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
	η_{is}	%	92,0	92,0	94,4	94,4	96,7	96,7
	PLC_{ICD}	—	0,989	1	1	1	1	1
HPC	Π	—	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7
	η_{is}	%	87,4	87,4	90,2	90,2	93,0	93,0
	$LSBH$	mm	10,2	9,9	11,0	12,5	11,7	14,5
HPT	$T4$	K	1671	1672	1495	1332	1360	1163
	η_{is}	%	93,1	93,1	94,9	94,9	96,6	96,6
	$\dot{m}_{cool,rel}$	%	18	18	18	0	18	0
LPT	η_{is}	%	95,1	95,1	96,5	96,6	98,0	98,0
	PLC_{ITD}	—	0,997	1	1	1	1	1
	PLC_{TEC}	—	0,996	1	1	1	1	1
Wellen	$\eta_{m,HP}$	%	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5
	$P_{ex,HP}$	kW	0	0	0	0	0	0
	$\eta_{m,LP}$	%	99,2	99,2	99,2	99,2	99,2	99,2

Düsen	CFG_{Byp}	—	1	1	1	1	1	1
	CFG_{Core}	—	1	1	1	1	1	1
Output	\dot{m}_{Air}	kg/s	320	308	368	387	416	507
	OPR	—	55,9	56,7	54,2	53,7	53,0	51,0
	η_{Th}	%	53,4	55,8	56,9	58,8	60,3	61,0
	η_{Prop}	%	86,8	86,4	88,4	88,9	89,6	91,4
	η_{Total}	%	46,4	48,2	50,3	52,3	54,1	55,7
	SFC	g/kNs	11,5	11,1	10,6	10,2	9,9	9,6